



**UNIVERSITAT
JAUME I**

UNIVERSITAT JAUME I

ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA I CIÈNCIES

EXPERIMENTALS

MÀSTER UNIVERSITARI EN ENGINYERIA INDUSTRIAL

**Diseño y construcción de un equipo didáctico
basado en el ciclo de compresión de vapor**

TRABAJO FIN DE MÁSTER

AUTOR

Diego Mendez Collantes

DIRECTOR

Daniel Sánchez García-Vacas

Ramón Cabello López

AGRADECIMIENTOS

A mis directores Daniel Sánchez García-Vacas y Ramón Cabello López, que desde nuestra primera reunión para tratar el desarrollo de este TFM mostraron una gran confianza en lo que podríamos conseguir y supieron transmitirme esa ilusión. Sus enseñanzas e indicaciones han sido fundamentales para enfocar la metodología y no perder de vista nunca los objetivos que perseguimos.

A la Universidad Jaime I, por ofrecerme la posibilidad de actualizar y ampliar mi formación. Su plan de estudios es de gran calidad y me permitirá desarrollarme en la vida profesional y familiar.

Y a mi esposa y mi padre que me han acompañado animándome durante estos últimos años en mi dedicación al estudio de las asignaturas y al TFM.

Resumen

El presente trabajo tiene como finalidad diseñar y desarrollar un equipo de refrigeración para uso didáctico en el laboratorio de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Jaume I de Castellón. En el equipo se podrá medir las condiciones reales de salida en el condensador y evaporador así como de un intercambiador interno IHX. El diseño comprenderá el cálculo y dimensionado de los componentes del circuito y de la estructura correspondiente. Además, se seleccionarán los elementos de medida correspondientes y los componentes eléctricos necesarios para el funcionamiento de la instalación. En el montaje, se describirán todas las actividades realizadas durante el ensamblaje. Finalmente, el trabajo se acompañará de los resultados experimentales obtenidos de la puesta en marcha del equipo.

La tecnología de ciclo de compresión de vapor es una de las más empleadas en los equipos de refrigeración doméstica e industrial. Su uso se extiende desde pequeños electrodomésticos hasta grandes equipos. Por ello, el equipo de refrigeración construido comprende el sistema de refrigeración simple con intercambiador (IHX).

Con la posibilidad de utilizar dos circuitos, se podrá simular diferentes temperaturas y presiones, obtener datos y calcular la eficiencia para poder compararlos.

Summary

The purpose of this work is to design and develop a refrigeration equipment for didactic use in the Thermal Machines and Motors laboratory of the Jaume I University of Castellón. In the equipment it will be possible to measure the real conditions of exit in the condenser and evaporator as the condition of an internal IHX exchanger. The design will include the calculation and dimensioning of the circuit components and the corresponding structure. In addition, the corresponding measuring elements and the electrical components necessary for the operation of the installation will be selected. In assembly, all activities performed during assembly will be described. Finally, the work will be accompanied by the experimental results obtained from the start-up of the equipment.

Vapor compression cycle technology is one of the most widely used in domestic and industrial refrigeration equipment. Its use ranges from small appliances to large equipment. For this reason, the refrigeration equipment built includes two systems to be studied: a simple refrigeration system with an internal exchanger (IHX) and two capillaries.

With the possibility of using either of the two circuits, it will be possible to simulate different temperatures and pressures, obtain data and calculate the efficiency to be able to compare them.

Índice de contenidos

Capítulo 1 – Objeto del trabajo

1. Objeto.....	11
2. Justificación	11
3. Alcance	11

Capítulo 2 – Introducción a la refrigeración con R134a

1. Antecedentes	14
2. Elementos básicos.....	15
3. Ciclo de Carnot	18
4. Refrigerante.....	19
5. Circuito de refrigeración simple.....	20
6. Circuito de refrigeración simple con intercambiador interno IHX.....	23

Capítulo 3 – Normas de referencia

1. Normas y referencias	26
1.1. Disposiciones legales y normas aplicables	26
1.2. Programas de cálculo utilizados.....	26
1.3. Bibliografía	26

Capítulo 4 – Requisitos de diseños y desarrollo de cálculo

1. Requisitos de diseño	28
2. Análisis de las soluciones	28
2.1. Compresor.....	28
2.1.1. Compresor para el circuito simple	29
2.1.2. Compresor para el circuito simple con IHX.....	36
2.2. Cálculo del evaporador	42
2.3. Cálculo del condensador	45
2.4. Cálculo de tuberías.....	56
2.4.1. Cálculo de tuberías de aspiración del compresor	56
2.4.2. Cálculo de tuberías de descarga compresor	57
2.4.3. Cálculo de tuberías de conndensador-evaporador.....	58
2.5. Cálculo del intercambiador interno IHX.....	59
2.6. Selección del capilar	63
2.7. Selección del filtro secador	65
2.8. Cálculo de carga de gas	65
2.9. Elementos del circuito eléctrico de potencia.....	71
2.9.1. Dimensionado del interruptor termomagnético	71
2.9.2. Dimensionado del interruptor diferencial	77

2.9.3.	Dimensionado de cables	78
2.10.	Resumen del material seleccionado	79
Capítulo 5 – Procedimiento de armado		
1.	Procedimiento de armado	81
1.1.	Montaje de la estructura.....	81
1.2.	Montaje del circuito frigorífico	81
2.	Procedimiento de prueba de estanqueidad.....	83
3.	Procedimiento de limpieza del circuito de refrigeración	84
4.	Carga de gas refrigerante R134a.....	85
5.	Montaje del circuito de medida	87
5.1.	Sistema de medida.....	87
6.	Montaje del circuito eléctrico.....	92
6.1.	Circuito RSIR.....	92
6.2.	Resistencia eléctrica y variador de tensión.....	94
7.	Montaje del aislamiento térmico.....	95
Capítulo 6 – Ensayos y pruebas		
1.	Ensayo del equipo	98
2.	Tabla de datos del ensayo.....	99
3.	Conclusiones.....	102
Capítulo 7 – Pliego de condiciones		
1.	Pliego de condiciones.....	105
1.1.	Materiales y componentes.....	105
Capítulo 8 – Presupuesto		
1.	Presupuesto	107
Capítulo 9 – Planos		
1.	PI&D.....	110
2.	Plano de estructura	112
3.	Esquema de armado.....	114
4.	Plano eléctrico.....	116
5.	Plano conexión placa arduino	118
Capítulo 10 – Anexo		
1.	Tablas	120
2.	Programa Arduino	133

Índice de tablas

Tabla 1. Factor de corrección F.	47
Tabla 2. Valor C1.	50
Tabla 3. Valor C2.	50
Tabla 4. Eficiencia de la aleta anular.	54
Tabla 5. Datos técnicos del compresor.	69
Tabla 6. Data sheet compresor EMT37HDP.	71
Tabla 7. Consumo eléctrico de equipos.	73
Tabla 8. Intensidad eléctrica admisible por diámetro de cable.	78
Tabla 9. Listado de materiales sin valorar.	79
Tabla 10. Temperaturas obtenidas.	99
Tabla 11. Presiones.	100
Tabla 12. Datos del compresor.	101
Tabla 13. Datos de la resistencia.	102
Tabla 14. Temperatura del aire antes y después en el condensador.	102
Tabla 15. COP.	103
Tabla 16. Listado de materiales valorados.	107
Tabla 17. Propiedades del refrigerante R134a.	120
Tabla 18. Potencia del IHX en función de la temperatura del condensador.	121
Tabla 19. Potencia del compresor en función de la temperatura del condensador.	122
Tabla 20. Longitud del capilar en función de la potencia frigorífica.	123
Tabla 21. Intensidad de corriente admisible en función del diámetro – tabla completa.	124
Tabla 22. Características de la tubería de cobre para refrigeración.	124
Tabla 23. Calor específico de una disolución de propilenglicol.	125
Tabla 24. Número de Prandtl del propilenglicol a diferentes temperaturas.	126
Tabla 25. Conductividad térmica del propilenglicol a diferentes temperaturas.	127
Tabla 26. Conductividad térmica del propilenglicol a diferentes temperaturas.	128
Tabla 27. Viscosidad del propilenglicol a diferentes temperaturas.	129
Tabla 28. Densidad del propilenglicol a diferentes temperaturas.	130
Tabla 29. Conductividad térmica de diferentes materiales.	131
Tabla 30. Valor de h del R134a para tubos horizontales lisos.	131
Tabla 31. Tabla de propiedades para el aire.	132

Índice de figuras

Figura 1. Circuito frigorífico propuesto.	12
Figura 2. Circulación de energía circuito frigorífico.	14
Figura 3. Interior del compresor hermético.	15
Figura 4. Condensador.	15
Figura 5. Tubo capilar y evaporador.	16
Figura 6. Evaporador.	16
Figura 7. Sistema de expansión.	17
Figura 8. Ubicación de la válvula termostática.	17
Figura 9. Capilar.	18
Figura 10. Ciclo de Carnot.	18
Figura 11. Nomenclatura de los refrigerantes.	19
Figura 12. R134 – R134a.	19
Figura 13. Circuito de refrigeración simple.	20
Figura 14. Diagrama Presión - Entalpía circuito simple.	21
Figura 15. Diagrama Presión – Entalpía circuito simple con recalentamiento.	22
Figura 16. Diagrama Presión – Entalpía circuito simple con subenfriamiento.	22
Figura 17. Diagrama Presión – Entalpía circuito simple con recalentamiento y subenfriamiento.	23
Figura 18. Circuito de refrigeración simple con intercambiador interno (IHX)	24
Figura 19. Diagrama circuito de refrigeración simple	30
Figura 20. Diagrama Presión – Entalpía circuito sin IXH con datos de cálculo $h1'-h4$	31
Figura 21. Compresor utilizado en el sistema.	35
Figura 22. Diagrama Presión – Entalpía circuito sin IXH con datos de cálculo $h1-h2-h3-h4$	35
Figura 23. Diagrama circuito de refrigeración simple con IHX.	37
Figura 24. Diagrama Presión – Entalpía circuito con IXH y datos de cálculo $h1'-h4$	38
Figura 25. Diagrama Presión – Entalpía circuito con IHX y datos de cálculo $h1-h1'-h2-h3-h4$	41
Figura 26. Serpentin – evaporador.	42
Figura 27. Resistencia total del intercambiador.	47
Figura 28. Disposición en tresbolillo.	48
Figura 29. Velocidad del aire.	49
Figura 30. Dimensiones del condensador.	51
Figura 31. Dimensiones del condensador.	53
Figura 32. IHX – intercambiador intermedio.	59
Figura 33. IHX – intercambiador intermedio.	61

Figura 34. Dimensiones del capilar.	64
Figura 35. Filtro molecular de cobre	65
Figura 36. Motor del forzador de aire	72
Figura 37. Descripción de las curvas de disparo.	74
Figura 38. Curvas de disparo.	75
Figura 39. Curvas de disparo.	75
Figura 40. Interruptor termomagnético seleccionado.....	77
Figura 41. Interruptor diferencial.....	78
Figura 42. Estructura metálica	81
Figura 43. Compresor seleccionado	82
Figura 44. Condensador seleccionado.	82
Figura 45. Evaporador.	82
Figura 53. Sensor de temperatura NTC.....	87
Figura 54. Sensor de temperatura NTC.....	88
Figura 55. Divisor de tensión.....	88
Figura 56. Curva del termistor, resistencia en función de la temperatura.	89
Figura 57. Placa MEGA2560 y display 20x4.....	90
Figura 58. Manómetro.	91
Figura 59. Multímetro.	91
Figura 60. Conexión del multímetro.	92
Figura 61. Sistema de arranque RSIR.	93
Figura 62. Conexión eléctrica al compresor.....	94
Figura 63. Resistencia eléctrica.....	94
Figura 64. Dimmer.....	95
Figura 65. Dimmer.....	95
Figura 66. Manguera de espuma.	96
Figura 67. Circuito frigorífico aislado.	96
Figura 68. Circuito simple con IHX	98
Figura 69. Display con datos circuito 1.....	99
Figura 70. Display con datos circuito 2.....	100
Figura 70. Manómetros circuito 1.....	100
Figura 71 Manómetros circuito 2.....	101
Figura 72 Multímetro del compresor.....	101
Figura 73 Multímetro de la resistencia	102

Definiciones y abreviaturas

COP	Coefficient of performance	
Vb	Volumen de barrido	m ³ /h
D	Diámetro del cilindro	m
Lc	Carrera del cilindro	m
Nc	Número de cilindros	
RPM	Revoluciones por minuto	rev/min
Va	Volumen aspirado	m ³ /h
m	Caudal másico	kg/h
Vesp	Volumen específico	m ³ /kg
ηv	Rendimiento volumétrico	
τ	tasa de compresión	
ηi	Rendimiento isoentrópico	
Tm	Temperatura media	°C
ΔTml	Temperatura media logarítmica	°C
Te	Temperatura de evaporación	°C
ΔT1	Diferencia de temperaturas punto 1	°C
ΔT2	Diferencia de temperaturas punto 2	°C
Tc	Temperatura de condensación	°C
H	Entalpía específica	kJ/kg
ε	Eficiencia	
Cp	Calor específico	kJ/(kg*°C)
Δpf	Caída de presión	bar
Gr	Nº de Grashof	
μ	Viscosidad dinámica	kg/(m*s)
ρ	Densidad	kg/m ³
ν	Viscosidad cinética	m ² /s
β	Coefficiente de expansión térmica	1/°K
Ra	Nº de Rayleigh	

Nu	Nº de Nusselt	
Re	Nº de Reynolds	
ϕ int	Diámetro interior	mm
ϕ ext	Diámetro exterior	mm
g	Aceleración de la gravedad	m/s ²
h	Coefficiente de convección	W/(m ² *°K)
K	Coefficiente de conducción	W/(m*°K)
U	Coefficiente global de transmisión	W/(m ² *°K)
A	Área	m ²
F	Factor de corrección	
Pr	Nº de Prandtl	
e	Espesor aleta	mm
I	Intensidad de corriente	A
V	Tensión	V
P	Potencia activa	W

Objeto del trabajo



1. Objeto

Entre los principales objetivos de este proyecto se destaca el desarrollo de un equipo didáctico, versátil y de una potencia de 150W. También se busca conocer el funcionamiento del ciclo simple de refrigeración con intercambiador IHX.

Para lograrlo, se deberán estudiar las diferentes variables termodinámicas de los dos circuitos frigoríficos propuestos (circuitos con dos capilares diferentes).

En la primera etapa del trabajo se comprenderá el dimensionado y diseño del circuito frigorífico con intercambiador interno IHX. Una vez diseñado el circuito, se realiza el montaje de forma tal que puedan realizarse mediciones y observaciones en diferentes puntos de la instalación para poder comprender el funcionamiento de la estación de laboratorio.

En una segunda etapa, se realizan las mediciones y se constata con los cálculos realizados previamente para luego poder llegar a una conclusión.

2. Justificación

La tecnología de ciclo de compresión de vapor es una de las más empleadas en los equipos de refrigeración doméstica e industrial. Su uso se extiende desde pequeños electrodomésticos hasta grandes equipos, por lo que se trata de una tecnología que se imparte en prácticamente todos los planes de estudio de Ingeniería. En el caso concreto de la Universidad Jaume I, se estudia en los Grados de Ingeniería Mecánica e Ingeniería en Tecnologías Industriales, así como en los Másteres universitarios de Ingeniería Industrial y Eficiencia Energética y Sostenibilidad.

La necesidad de disponer de un equipo manejable y compacto para que los alumnos puedan hacer pruebas de laboratorio con él, es lo que motiva la realización del presente TFM. Dicho equipo deberá de ser lo suficientemente flexible para que el alumno pueda manejar las variables más representativas del ciclo.

3. Alcance

Este trabajo pretende realizar un circuito de refrigeración flexible donde se pueda trabajar con un circuito de refrigeración simple con intercambiador IHX, estudiar las variables termodinámicas y poder variar los puntos de trabajo.

Básicamente el circuito de refrigeración simple consta de un compresor, un condensador, un evaporador dos capilares de longitudes diferentes y un intercambiador IHX como el siguiente. En el desarrollo del trabajo se explicará detalladamente cada uno de los componentes.

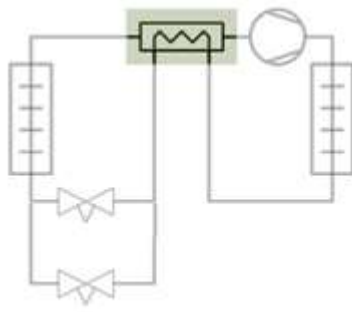


Figura 1. Circuito frigorífico propuesto.

Para ello, se diseña el circuito de forma tal que se pueda elegir mediante válvulas de corte y derivar el refrigerante para poder trabajar con un circuito con un capilar de un tamaño y uno otro tamaño. Estos dos circuitos de trabajo están diseñados para trabajar con una temperatura de evaporación de -10°C y 0°C .

El evaporador consta de un serpentín sumergido en un recipiente lleno de glicol y se le dará carga térmica mediante una resistencia calefactora. Se podrá variar la potencia de la resistencia mediante un dimmer.

Se añadirán 8 sensores de temperatura en diferentes puntos del circuito que serán visualizados a través de un display mediante un software incluido en una placa Arduino.

Para medir la presión de alta y de baja se instalarán 2 manómetros.

Finalmente, para conocer el rendimiento del equipo, se instalarán 2 multímetros. Uno para medir la potencia absorbida por el compresor y el otro multímetro para conocer la potencia que está entregando la resistencia.

A su vez, se colocarán 3 mirillas en puntos estratégicos para conocer visualmente si el refrigerante se encuentra en estado líquido, gaseoso o mixto.

El sistema utilizará como refrigerante R134a.

Introducción a la refrigeración con R134a



1. Antecedentes

A continuación, se explicará brevemente el funcionamiento del sistema planteado que se podrá estudiar en el presente trabajo. Siendo el caso un circuito frigorífico mediante la compresión de vapor es importante entender al detalle las transformaciones de energía en cada etapa del ciclo.

Conceptos fundamentales

Para el entendimiento y el desarrollo del cálculo posterior, es importante tener en cuenta los conceptos de la campana de Gauss donde se delimitan distintas áreas como ser la zona del fluido en estado líquido, liquido-vapor o vapor.

En la primera ley de la termodinámica se expone que la energía se transforma en otro tipo de energía. El objetivo de una máquina frigorífica es extraer calor de un recinto en donde un intercambiador absorbe calor de un lugar y lo entrega en otro. La segunda ley de la termodinámica expone que un cuerpo con una mayor temperatura transfiere calor a otro cuerpo de menor temperatura de forma espontánea. La única forma de enfriar un recinto es con la aplicación de trabajo.

En la siguiente figura se ejemplifican las leyes mencionadas anteriormente donde el calor cedido al ambiente (Q_2) mediante el condensador es la suma del calor extraído al ambiente en el evaporador (Q_1) más el trabajo aportado por el compresor (W).

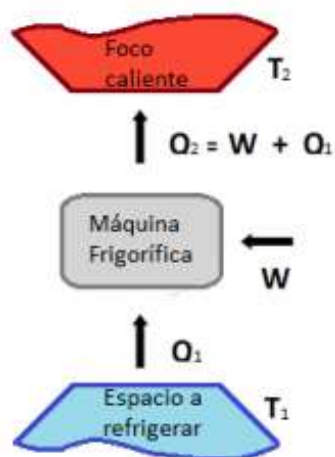


Figura 2. Circulación de energía circuito frigorífico.

2. Elementos básicos

Los elementos básicos que se utilizarán en el circuito de refrigeración para el presente trabajo se mencionan a continuación.

- Compresor

El compresor es el equipo que aporta el trabajo necesario para que el fluido recorra todo el circuito. Mediante un motor eléctrico mediante se mueve un pistón y con ello reduce el volumen incrementando la densidad. Como resultado de este proceso aumenta la presión. En la siguiente figura se muestra el compresor a utilizar.

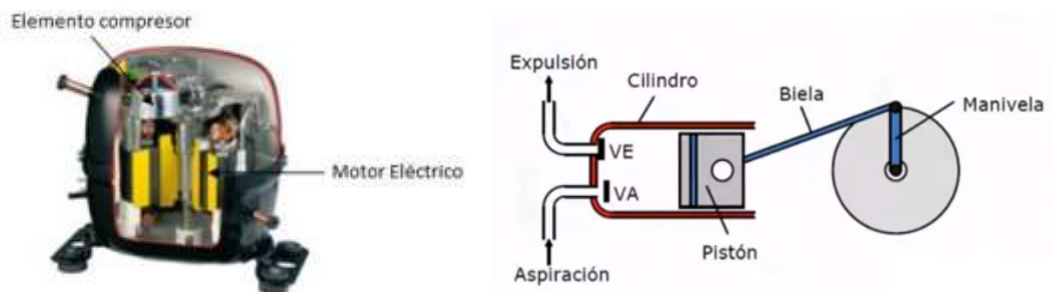


Figura 3. Interior del compresor hermético.

- Condensador

El condensador es el elemento que evacúa el calor. Formado por un serpentín y el intercambio puede ser con o sin forzador de aire. La temperatura dentro del serpentín se mantiene constante cediendo calor latente. Para conseguir mayor transferencia de calor se utilizan aletas para tener mayor área de contacto.

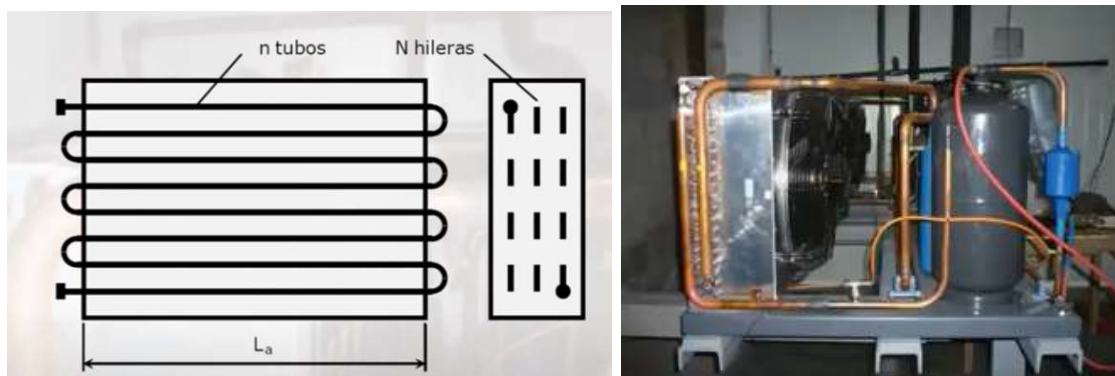


Figura 4. Condensador.

- Evaporador

El evaporador es el elemento que absorbe el calor del recinto que se quiere refrigerar. Su temperatura no varía durante el recorrido que hace el fluido. El calor que toma del ambiente lo utiliza para el cambio del estado líquido a gaseoso.

A modo de ejemplo, se muestra en la siguiente figura el recorrido del gas refrigerante por todo el serpentín. La temperatura de evaporación dependerá de la presión a la cual esté trabajando el circuito.

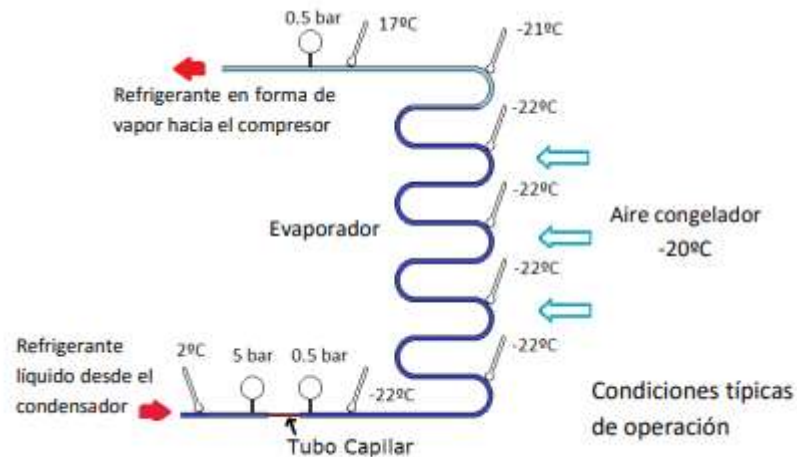


Figura 5. Tubo capilar y evaporador.

El evaporador puede o no utilizar forzador de aire. Al igual que el condensador, consta de un serpentín con aletas para aumentar la superficie de transferencia como se muestra en la siguiente figura.

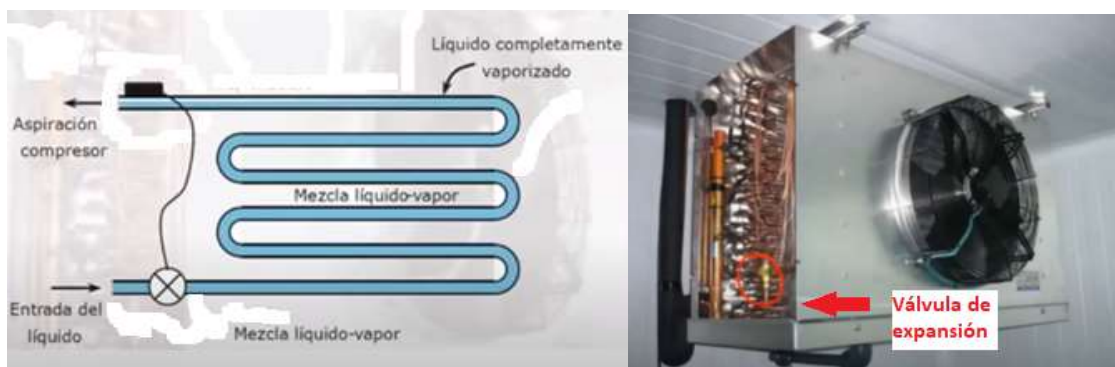


Figura 6. Evaporador.

- Elemento de expansión

La función de este elemento es provocar una gran pérdida de presión. Para equipos grandes se utiliza una válvula de expansión termostática o electrónica y para equipos pequeños se utiliza un tubo capilar.

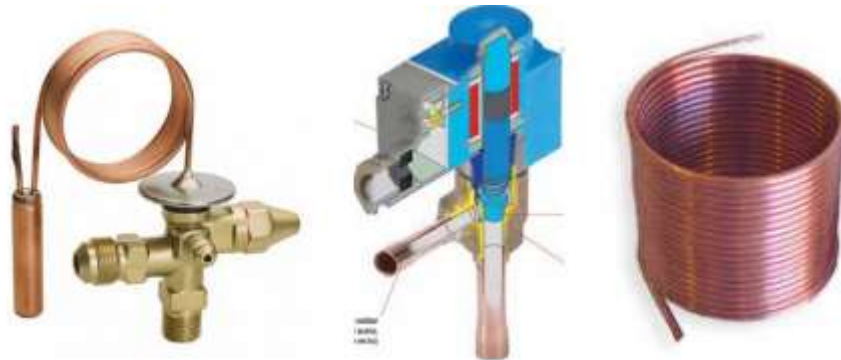


Figura 7. Sistema de expansión.

Las válvulas de expansión termostática trabajan manteniendo el sobrecalentamiento del gas refrigerante. Las válvulas electrónicas trabajan manteniendo la presión de evaporación constante. Como se puede ver en la siguiente figura, el bulbo sensor de temperatura se coloca a la salida del serpentín y está calibrado de fábrica para tener un sobrecalentamiento de 5°C. El calibrado se puede cambiar, pero la intención es evitar que llegue líquido al compresor.

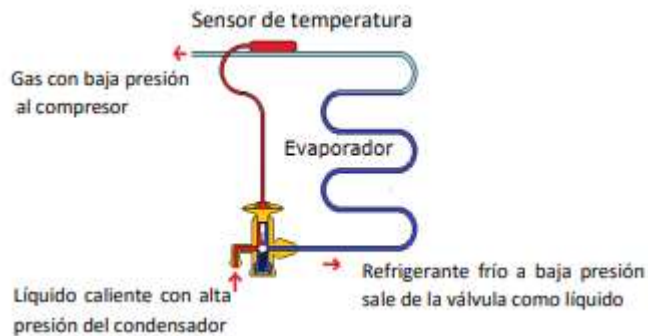


Figura 8. Ubicación de la válvula termostática.

En el caso de los tubos capilares, el elemento es un tubo de cobre de un diámetro pequeño (alrededor de 1mm de diámetro) y dependiendo de las condiciones de trabajo será la longitud de éste. El tubo capilar tiene como inconveniente un escaso control. Para evitar que llegue líquido al compresor, se coloca un separador de líquidos.



Figura 9. Capilar.

3. Ciclo de Carnot

El ciclo de refrigeración ideal que se muestra en la siguiente figura, tiene sentido inverso al de Carnot ya que no es de producción de calor.

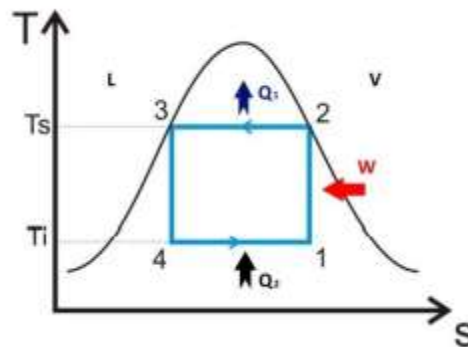


Figura 10. Ciclo de Carnot.

En este caso ideal, se puede ver dos transformaciones adiabáticas (sin pérdida de calor) y dos isotérmicas (a temperatura constante).

Tramo 1-2: Es la compresión isentrópica pasando de la temperatura T_1 a la temperatura T_2 . Esto pasa aplicando trabajo (W).

Tramo 2-3: Cede calor al ambiente (Q_2). Se realiza a presión y temperatura constante (T_s).

Tramo 3-4: En este tramo se produce la expansión. Al estar dentro de la campana de Gauss, el fluido se encuentra en estado bifásico. Se expande hasta llegar a la temperatura T_i .

Tramo 4-1: En este tramo, en el evaporador se produce la evaporación absorbiendo calor del ambiente. La transformación se produce a temperatura constante.

4. Refrigerante

La empresa Dupont inventó esta forma de nombrar los refrigerantes y con el tiempo fue una norma utilizada por la industria. Posteriormente ANSI/ASHRAE lo convirtieron en el estándar 34. En la siguiente tabla se muestra el significado de cada uno de los dígitos de la nomenclatura.



Figura 11. Nomenclatura de los refrigerantes.

En este caso, el refrigerante seleccionado es el R134a. Según la forma de nombrar los refrigerantes mencionados anteriormente, la fórmula química es la que se muestra a continuación. Hay que tener en cuenta que en el caso del R134a es un compuesto isómero, que tienen el mismo número de átomos, pero enlazados de distinta forma y poseen propiedades diferentes, se identifican con una letra al final.



Figura 12. R134 – R134a.

El refrigerante R134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano (CF₃CH₂F)) es un gas no inflamable utilizado principalmente como refrigerante de «alta temperatura» para refrigeración doméstica y aires acondicionados de automóviles. Es seguro para el manejo normal ya que no es tóxico, no es inflamable y no es corrosivo. Ahora se está utilizando como reemplazo del refrigerante R-12 más dañino para el medio ambiente en el área de los compresores centrífugos, de tornillo rotativo, scroll y recíprocos.

5. Circuito de refrigeración simple

En el siguiente esquema, se analizará con detenimiento el circuito de una instalación frigorífica simple.

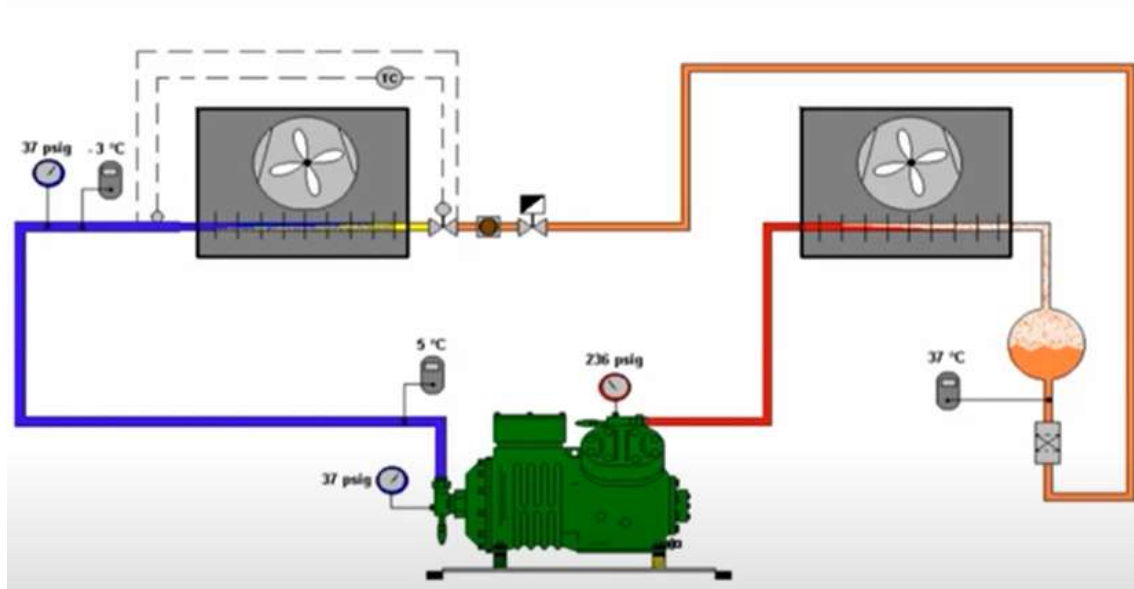


Figura 13. Circuito de refrigeración simple.

En el circuito se pueden distinguir dos secciones bien diferenciadas. Desde el compresor hasta la válvula de expansión (circuito de alta) donde la presión se mantiene constante y desde la válvula de expansión nuevamente hasta el compresor (circuito de baja) donde la presión se mantiene constante.

En el siguiente proceso de compresión-condensación-expansión- vaporización, nos encontramos con las siguientes aportaciones de calor que se encuentran en el siguiente diagrama simplificado:

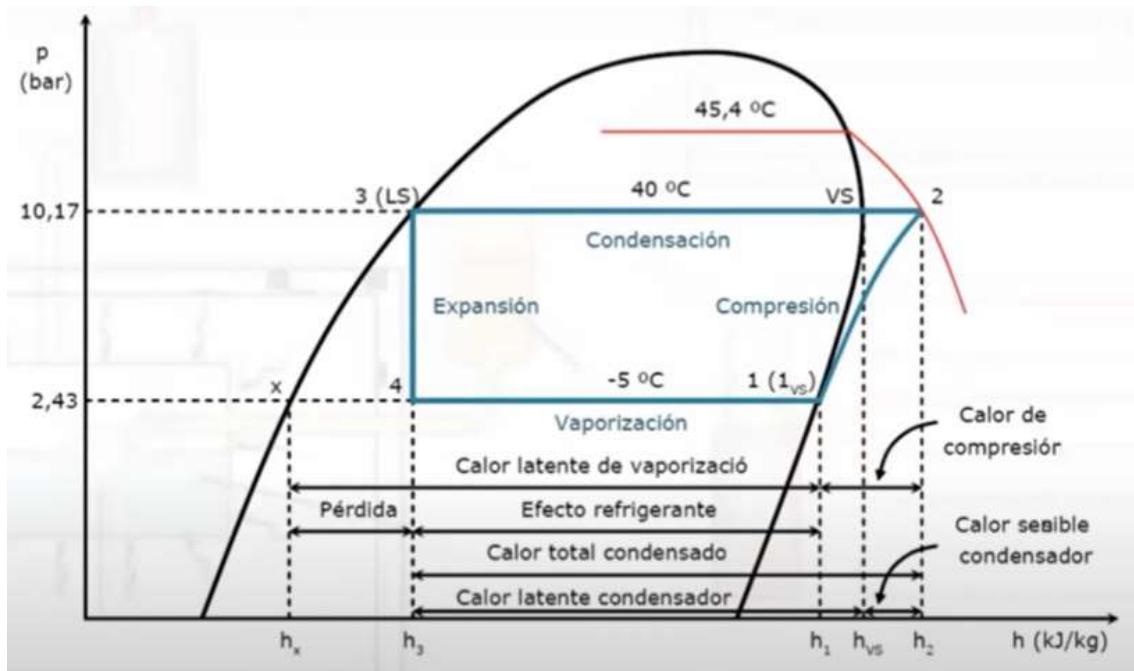


Figura 14. Diagrama Presión - Entalpía circuito simple.

Si se recorre el circuito a partir del compresor, la diferencia (h_2-h_1) es la energía aportada por el compresor.

Del punto 2 al punto vs es la diferencia de entalpía, donde no hay cambio de estado. Esta energía comienza a extraerse en el condensador. Sin embargo, del punto vs al punto 3 sí hay cambio de estado (calor latente) que también se extrae en el condensador. Por lo tanto, el calor cedido al ambiente es la suma del calor sensible más el calor latente.

Del punto 3 al 4 es la reducción de presión y es cuando el condensado pasa a través de la válvula de expansión.

El punto en que entra en el evaporador es el punto 4. El refrigerante absorbe toda la energía hasta el punto 1. Esta diferencia de entalpías es la que se utiliza como efecto refrigerante y es la que se utiliza para los cálculos.

- **Recalentamiento**

Para evitar que alguna gota llegue al compresor y causar algún daño, el vapor se recalienta. Eso se puede ver en el siguiente diagrama donde la línea 4 – 1_{vs} continúa hasta al punto 1. Del punto 1_{vs} al punto 1 hay un recalentamiento del vapor. En el ejemplo que se muestra a continuación, el cambio de fase se produce a -5°C en el evaporador. Luego de que se evapora todo el refrigerante, si se le sigue entregando calor, éste comienza a subir de temperatura. Si medimos la temperatura a la salida del evaporador a la entrada del compresor y tenemos 15°C , el recalentamiento será la diferencia entre las temperaturas de -5°C y 15°C .

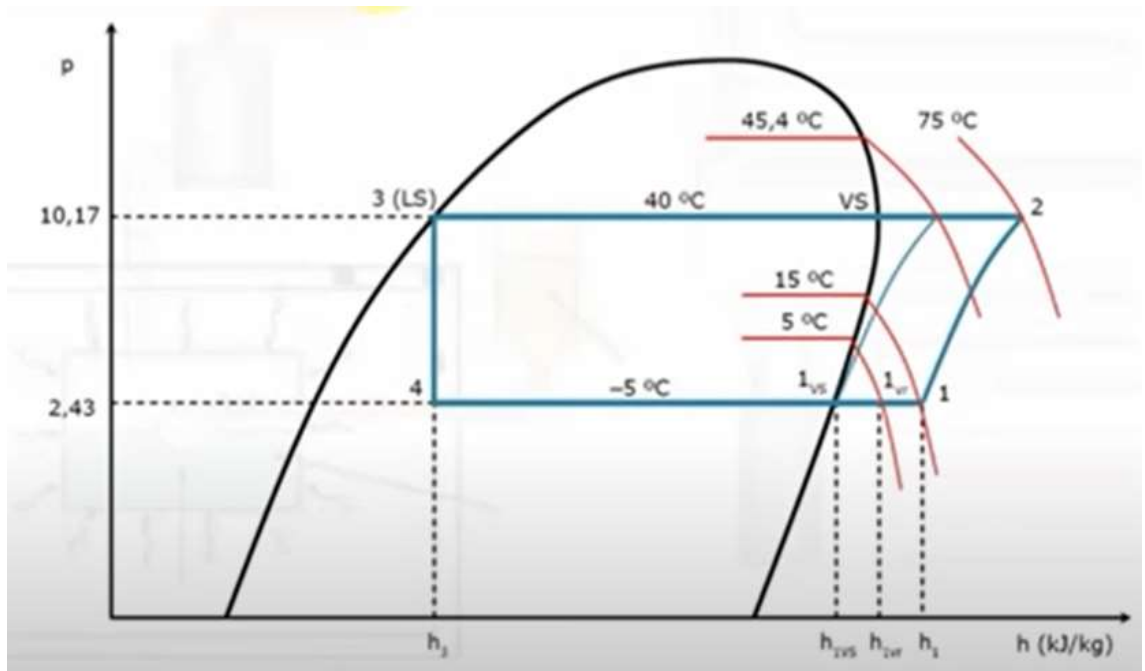


Figura 15. Diagrama Presión – Entalpía circuito simple con recalentamiento.

- **Subenfriamiento**

En el siguiente diagrama se puede observar que el subenfriamiento se produce entre los puntos LS-3. En el proceso de condensación, el fluido queda totalmente condensado en el punto LS.

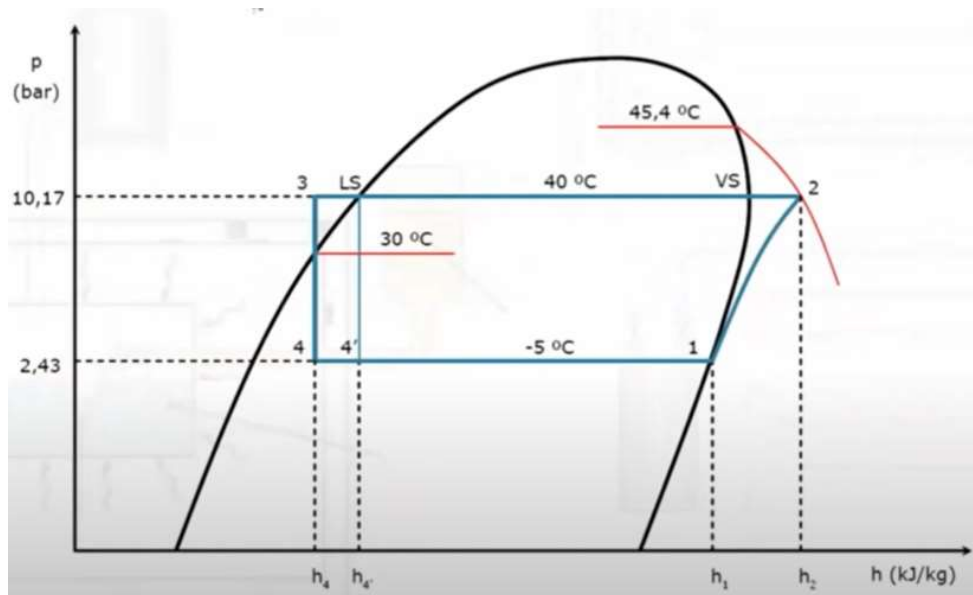


Figura 16. Diagrama Presión – Entalpía circuito simple con subenfriamiento.

Si juntamos los dos efectos en un mismo gráfico (recalentamiento y subenfriamiento) obtenemos el siguiente diagrama.

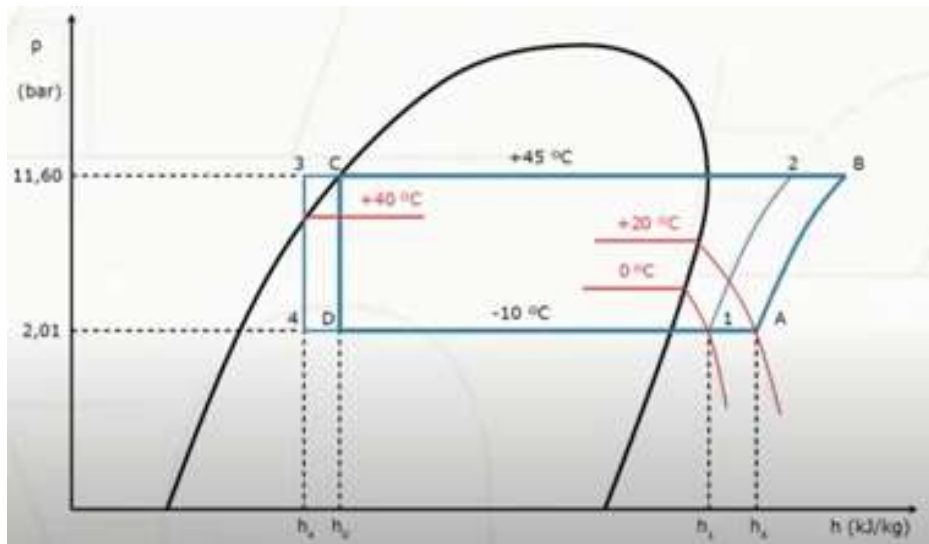


Figura 17. Diagrama Presión – Entalpía circuito simple con recalentamiento y subenfriamiento.

Se puede mencionar que el recalentamiento tiene un efecto negativo en la instalación ya que se obliga al compresor a descargar a una temperatura más alta y el coeficiente de eficiencia se verá disminuido. Por el contrario, el subenfriamiento provoca un efecto positivo.

6. Circuito de refrigeración simple con intercambiador interno IHX

El circuito de refrigeración simple con intercambiador interno (IHX) es similar al circuito anteriormente explicado al que se le añade un intercambiador. Una vez que el refrigerante sale del condensador en fase líquida se hace pasar la tubería por un recipiente/intercambiador (I) con el mismo refrigerante en contracorriente y que se encuentra en fase vapor con una temperatura menor que el refrigerante líquido. El líquido se enfría para luego pasar por la válvula de expansión y evaporador.

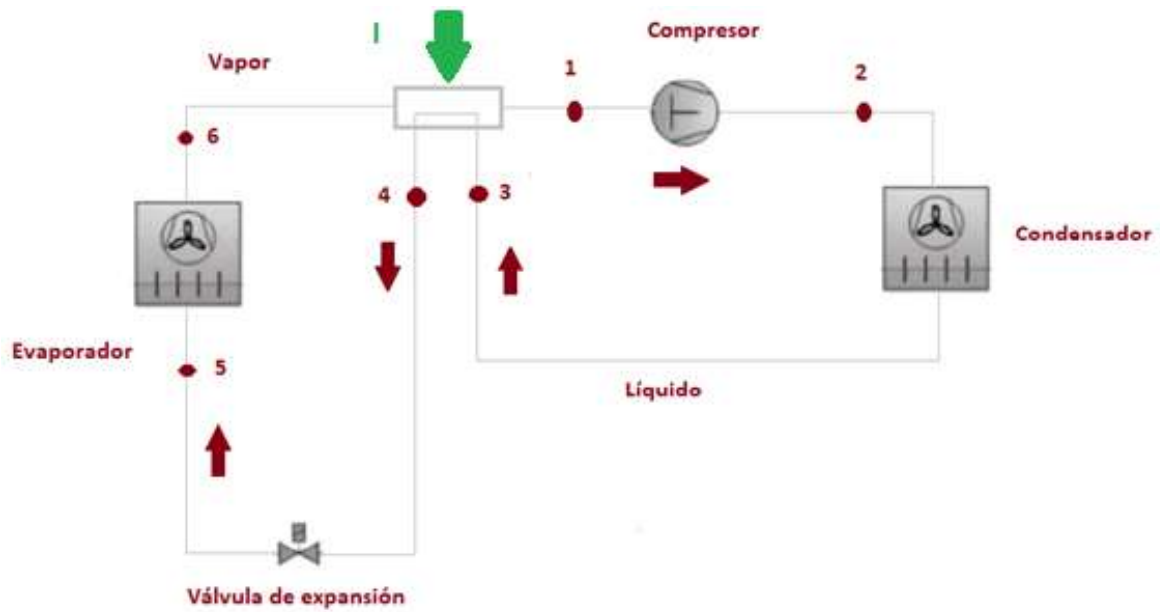


Figura 18. Circuito de refrigeración simple con intercambiador interno (IHX) .

Se debe tener en cuenta que al subenfriar el refrigerante en fase líquida se tiene una mejora en la eficiencia del sistema, pero a su vez un empeoramiento de la eficiencia porque el vapor de aspiración llega al compresor con mayor temperatura. Para ello se debe realizar un análisis sobre el intercambiador (I) en una instalación en concreto para poder determinar cuál es el COP que más conviene.

Normas y referencias



1. Normas y referencias

1.1. Disposiciones legales y normas aplicables

- Real Decreto 138/2011, de 4 de febrero. Se aprueba el reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias.
- Reglamento Nº 517/2014 del Parlamento Europeo y del Consejo sobre los gases fluorados de efecto invernadero.
- ITC-BT_07
- IEC 61008-2-1
- IEC 62423
- IEC 60947-2
- REBT
- RITE (Reglamento de instalaciones térmicas de edificios)

1.2. Programas de cálculo utilizados

- Coolselector2: software de selección de componentes
- Tecumseh: software de selección de compresores
- Solkaine 9: software de cálculo
- Microsoft Excel
- REFPROP: Base de datos del NIST
- Secop: Dimensionamiento de capilar

1.3. Bibliografía

- Çengel, Y. (2007). Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico. México: McGraw-Hill Interamericana.
- Kakaç, S. (2012). Heat Exchangers. Selection, Rating and Thermal Design. UK: CRC Press.
- Shah, R. (2003). Fundamentals of Heat Exchanger Design. US: Wiley.
- Instituto International del frío.
- Incropera, F. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor. México: McGraw-Hill.
- Sánchez, D. (2020). Asignatura EE1014. UJI
- Torrella, E., Cabello, R., Llops, R., Sánchez, D., Sanz, C. Transmisión de calor, procesos y equipos intercambiadores. Servicio de Publicaciones UPV. Valencia, 2015.

Requisitos de diseño y desarrollo de cálculo



1. Requisitos de diseño

El diseño debe contemplar la posibilidad de poder trabajar con un circuito de refrigeración con intercambiador interno IHX y poder seleccionar dos longitudes de capilar diferente para poder variar la temperatura de evaporación que debe ser en un caso -10°C y en otro caso 0°C .

Se debe tener en cuenta que para el cálculo del equipo la potencia de refrigeración debe ser del orden de los 150W.

Para el cálculo del condensador se ha tomado una temperatura de entrada del aire al condensador de 24°C y una salida de aire del condensador de 34°C .

Para el circuito 1, las condiciones de operación son: temperatura de ebullición T_e es de -10°C y la temperatura de condensación T_c es de 45°C . La presión de operación corresponde a los valores tanto a la temperatura de ebullición como de condensación del fluido. Para el circuito 2, los datos de operación son 0°C y 45°C .

El gas utilizado para la carga del sistema es R134a.

Para la medición de las variables termodinámicas se instalan manómetros y sensores de temperatura en la tubería de baja y en la tubería de alta.

Todos los datos serán visibles y se podrán obtener en una pantalla de cristal líquido.

2. Análisis de las soluciones

2.1. Compresor

Los compresores se pueden clasificar según su fabricación o según la tecnología de funcionamiento.

Según su fabricación se clasifican en:

- Compresor hermético.
- Compresor semi-hermético.
- Compresor abierto.

La clasificación según la tecnología de funcionamiento es la siguiente:

- Compresor alternativo de pistón
- Compresor rotativo de pistón rodante
- Compresor rotativo de tornillo
- Compresor scroll o rotativo de espiral
- Compresor centrífugo o turbocompresor

El compresor hermético generalmente suele ser utilizado en instalaciones pequeñas y de baja potencia ya que tienen un menor coste y utilizan un menor espacio dentro

de la unidad. Este tipo de compresor es refrigerado directamente por el propio refrigerante y no requiere de transmisiones entre el motor y el propio compresor. Por contra, cuando un compresor hermético se avería, la reparación de éste resulta más cara al no poder acceder al interior de éste de manera fácil, generalmente este tipo de compresor es sustituido y no reparado.

Para la instalación del presente trabajo, se utilizará un compresor hermético alternativo de pistón.

2.1.1. Compresor para el circuito simple

Si bien el circuito definitivo incluirá in IHX, se comenzará haciendo un dimensionando el sistema sin IHX.

El compresor es el elemento más importante de una instalación frigorífica de compresión mecánica y es el primero que debe determinarse. El resto de los elementos de la instalación, especialmente el evaporador, se deben seleccionar en función de las características de este. Es imprescindible que se proceda de esta forma para evitar que la instalación quede descompensada y pueda dar problemas de funcionamiento.

Para este proceso de determinación de elementos es indispensable contar con unos buenos catálogos actualizados de los diferentes elementos frigoríficos que existen en el mercado. Normalmente un buen catálogo incorpora los datos más importantes de cada aparato, las tablas o gráficas con los coeficientes de corrección, precios, etc. También es una excelente opción tener disponibles las distintas aplicaciones de los fabricantes de compresores, que nos permiten simular el circuito frigorífico y ver el comportamiento del compresor en distintas situaciones.

Para el cálculo del compresor se utilizarán los siguientes datos.

- Gas refrigerante: R134a
- Temperatura de evaporación: -10°C
- Recalentamiento: 10°K
- Recalentamiento en tubería de aspiración 2°K
- Temperatura de condensación: 45°C
- Subenfriamiento: 2°K
- Subenfriamiento tubería presión: 2°K
- Potencia de refrigeración requerida 150W.

Para el cálculo de los elementos, el circuito que se estudiará es el circuito frigorífico simple que se muestra en la siguiente figura.

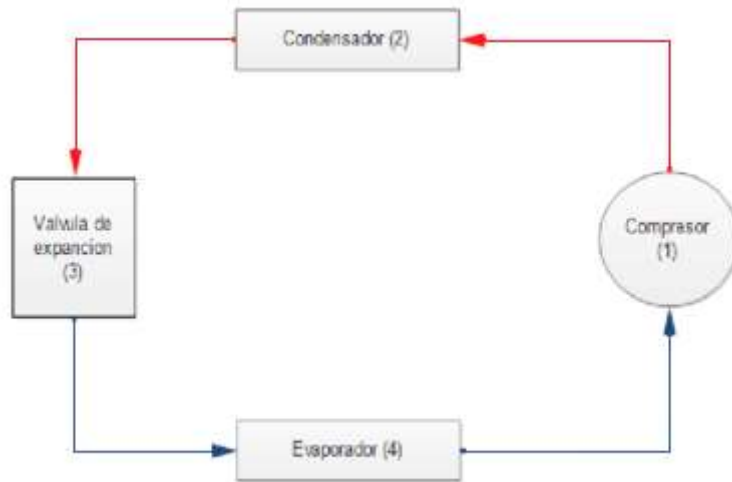


Figura 19. Diagrama circuito de refrigeración simple

Con estos datos queda dibujado en el diagrama de Mollier el ciclo de refrigeración simple. Para determinar la capacidad frigorífica q_0 que es necesaria, se obtiene las entalpías en el punto 1' y el punto 4 del diagrama.

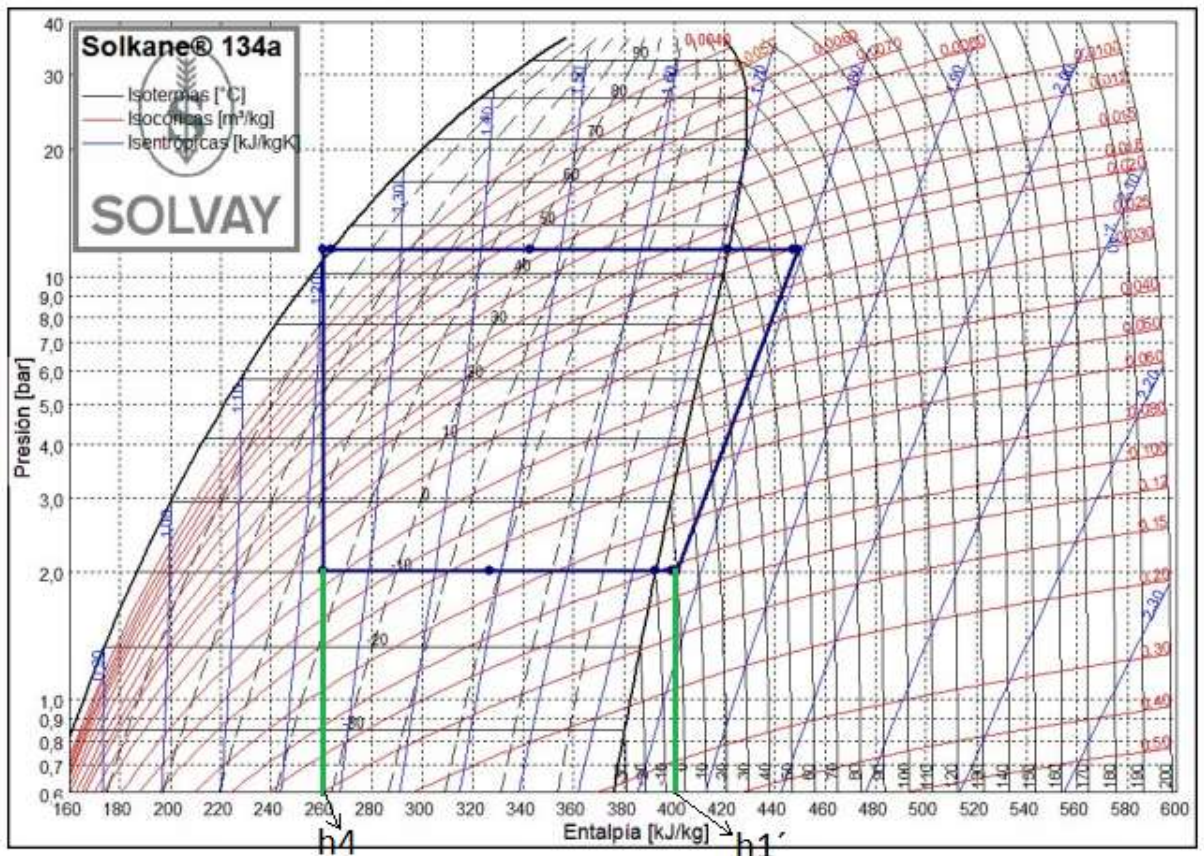


Figura 20. Diagrama Presión – Entalpía circuito sin IXH con datos de cálculo $h1'-h4$

$$q_0 = h1' - h4$$

Del diagrama de Mollier se obtienen los siguientes datos:

$$h1' = 401,02 \text{ kJ/kg}$$

$$h4 = 260,85 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto, la capacidad frigorífica será:

$$q_0 = h1' - h4 = 401,02 \text{ kJ/kg} - 260,85 \text{ kJ/kg}$$

$$q_0 = 140,17 \text{ kJ/kg}$$

El caudal másico es la cantidad de refrigerante (kg/h) que debe circular por el evaporador para producir la potencia frigorífica que se necesita. El responsable de hacer circular esa cantidad de refrigerante es el compresor y debe tener unas dimensiones adecuadas para ello. El caudal másico viene determinado por la ecuación:

$$\dot{m} = \frac{Q_0}{q_0}$$

\dot{m} : Caudal másico (kg/h)

Q_0 : Potencia frigorífica (kW)

q_0 : Capacidad frigorífica específica (kJ/kg)

En este caso, por definición del proyecto, la potencia frigorífica es de 0,15 kw. Con este dato y la capacidad frigorífica obtenida hallamos el caudal másico.

$$\dot{m} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{0,15 \text{ kW}}{140,17 \text{ kJ/kg}} = 1,070 \frac{\text{g}}{\text{s}} = 3,8525 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

En el punto anterior hemos calculado el caudal másico que debe circular por la instalación. Sin embargo, el compresor es una máquina volumétrica y por lo tanto para poder seleccionarlo, necesitamos conocer los m³/h de refrigerante que deben mover en las condiciones de funcionamiento.

El caudal volumétrico que aspira el compresor depende del volumen específico que tenga el gas en el punto de aspiración. Cuanto mayor es el volumen específico del gas mucho peor para la instalación ya que el compresor debería tener más cilindrada para mover el mismo caudal másico de refrigerante. Uno de los fenómenos que más influye en el aumento del volumen específico es el recalentamiento. A medida que aumenta éste, también lo hace el volumen específico del gas aspirado y esto implica que el compresor debe tener mayor cilindrada para poder generar la misma producción frigorífica.

Con este dato obtenido, se obtiene el volumen aspirado con la siguiente ecuación:

$$V_a = \dot{m} \times V_{esp}$$

Donde:

V_a: Volumen aspirado (m³/h)

\dot{m} : Caudal másico (kg/h)

V_{esp}: Volúmen específico (m³/kg)

El volumen específico es el que tiene el gas antes de entrar al compresor. Este dato se obtiene del diagrama de Mollier teniendo en cuenta el recalentamiento del tubo hasta la entrada. Los datos que se obtienen de la gráfica son:

$$p = 2 \text{ bar}$$

$$t = 2^\circ\text{C}$$

$$V_{esp} = 105,92 \text{ dm}^3/\text{kg}$$

$$V_a = \dot{m} \times V_{esp} = 1,070 \frac{\text{g}}{\text{s}} \times 105,92 \frac{\text{dm}^3}{1000 \text{ g}} = 0,113 \frac{\text{dm}^3}{\text{s}} = 0,408 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Se calculará el volumen de barrido (V_b). El volumen de barrido también denominado volumen desplazado, se puede definir como el volumen de refrigerante que el compresor es capaz de mover en la unidad de tiempo. Depende de las características

constructivas del compresor, es decir, de la capacidad de sus cilindros (cilindrada) y de la velocidad de giro del motor. Es, por lo tanto, el caudal teórico que podría mover el compresor. Este dato es el que aparece en los catálogos de los fabricantes y es con el que se debe seleccionar el compresor.

Para ello obtendremos primeramente el rendimiento volumétrico.

$$\eta v = \frac{V_a}{V_b}$$

ηv : Rendimiento volumétrico

Presión de alta: 11,61 bar

Presión de baja: 2 bar

τ : tasa de compresión

$$\tau = \frac{(\text{Presión de alta absoluta}) \text{ bar}}{(\text{Presión de baja absoluta}) \text{ bar}}$$

$$\tau = \frac{11,61 \text{ bar}}{2 \text{ bar}} = 5,805$$

ηv : Rendimiento volumétrico

$$\eta v = 1 - 0,05 \times \tau$$

$$\eta v = 1 - 0,05 \times 5,805 = 0,710$$

$$V_b = \frac{V_a}{\eta v}$$

V_b : Volumen de barrido (m³/h)

Va: Volumen aspirado (m³/h)

$$Vb = \frac{0,408 \frac{m^3}{h}}{0,710} = 0,575 \frac{m^3}{h} = 159,62 \frac{cm^3}{s}$$

Luego para hallar la cilindrada necesaria para la selección del compresor, se despeja de la siguiente ecuación:

$$Vb = V_{cilindro} \times N^{\circ}cilindros \times Revoluciones$$

Donde:

Vcilindro: volumen del cilindro

Nº cilindros: número total de cilindros. En este caso es 1.

Revoluciones: en este caso, es un compresor monofásico de 2900 rpm (48,33 rps)

$$V_{cilindro} = \frac{Vb}{N^{\circ}cilindros \times Revoluciones} = \frac{0,575 \frac{m^3}{h}}{1 \times 48,33} = 3,302 \text{ cc}$$

Se dispone de un compresor marca Embraco modelo EMT37HDP.

Según el catálogo el equipo puede dar una capacidad frigorífica de 173 W a una temperatura de evaporación de -10°C y una temperatura de condensación de 45°C.

La cilindrada del compresor es de 3,4 cc.



Figura 21. Compresor utilizado en el sistema.

Por último, se calcula el coeficiente de eficiencia energética.

$$COP = \frac{q_{\text{evaporador}}}{q_{\text{compresor}}}$$

$$COP = \frac{q_{\text{evaporador}}}{q_{\text{compresor}}} = \frac{h1' - h4}{h2 - h1}$$

Del diagrama de Mollier, se obtienen los valores de entalpía y estos son:

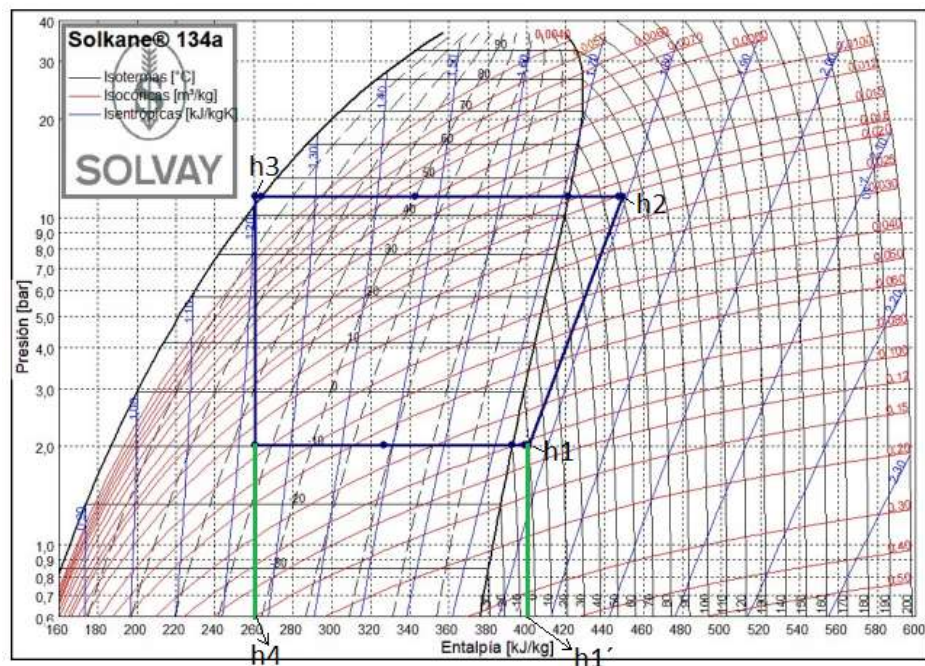


Figura 22. Diagrama Presión – Entalpía circuito sin IXH con datos de cálculo h1-h2-h3-h4.

h1: 402,74 kJ/kg

h1': 401,02 kJ/kg

h2: 456,57 kJ/kg

h4: 260,85 kJ/kg

$$COP = \frac{h1' - h4}{h2 - h1} = \frac{(401,02 \frac{kJ}{kg} - 260,85 \frac{kJ}{kg})}{(456,57 \frac{kJ}{kg} - 402,74 \frac{kJ}{kg})} = 2,60$$

2.1.2. Compresor para el circuito simple con IHX

Si se agrega en el circuito un IHX, el cálculo del compresor es:

Datos utilizados.

- Gas refrigerante: R134a
- Temperatura de evaporación: -10°C
- Temperatura de condensación: 45°C
- Recalentamiento: 10°K
- Recalentamiento en tubería de aspiración 2°K
- Subenfriamiento: 2°K
- Subenfriamiento tubería presión: 2°K
- Intercambiador interior: diferencia de temperatura mínima: 5°K
- Potencia de refrigeración requerida 150W.

En este caso se calculará la opción de un circuito con intercambiador interno IHX como se muestra en la siguiente figura.

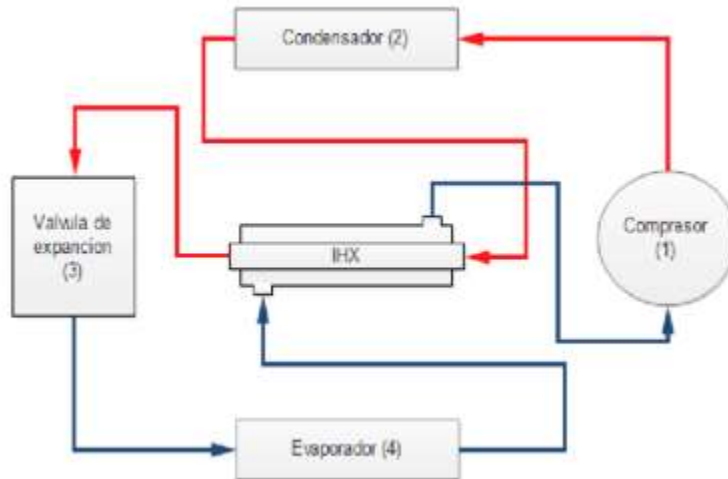


Figura 23. Diagrama circuito de refrigeración simple con IHX.

Del diagrama de Mollier se determina la capacidad frigorífica q_0 que es necesaria, para ello se obtiene las entalpías en el punto 1' y el punto 4 del diagrama.

$$q_0 = h_{1'} - h_4$$

Del diagrama de Mollier se obtienen los siguientes datos:

$$h_{1'} = 401,02 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 229,65 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto, la capacidad frigorífica será:

$$q_0 = h_{1'} - h_4 = 401,02 \text{ kJ/kg} - 229,65 \text{ kJ/kg}$$

$$q_0 = 171,37 \text{ kJ/kg}$$

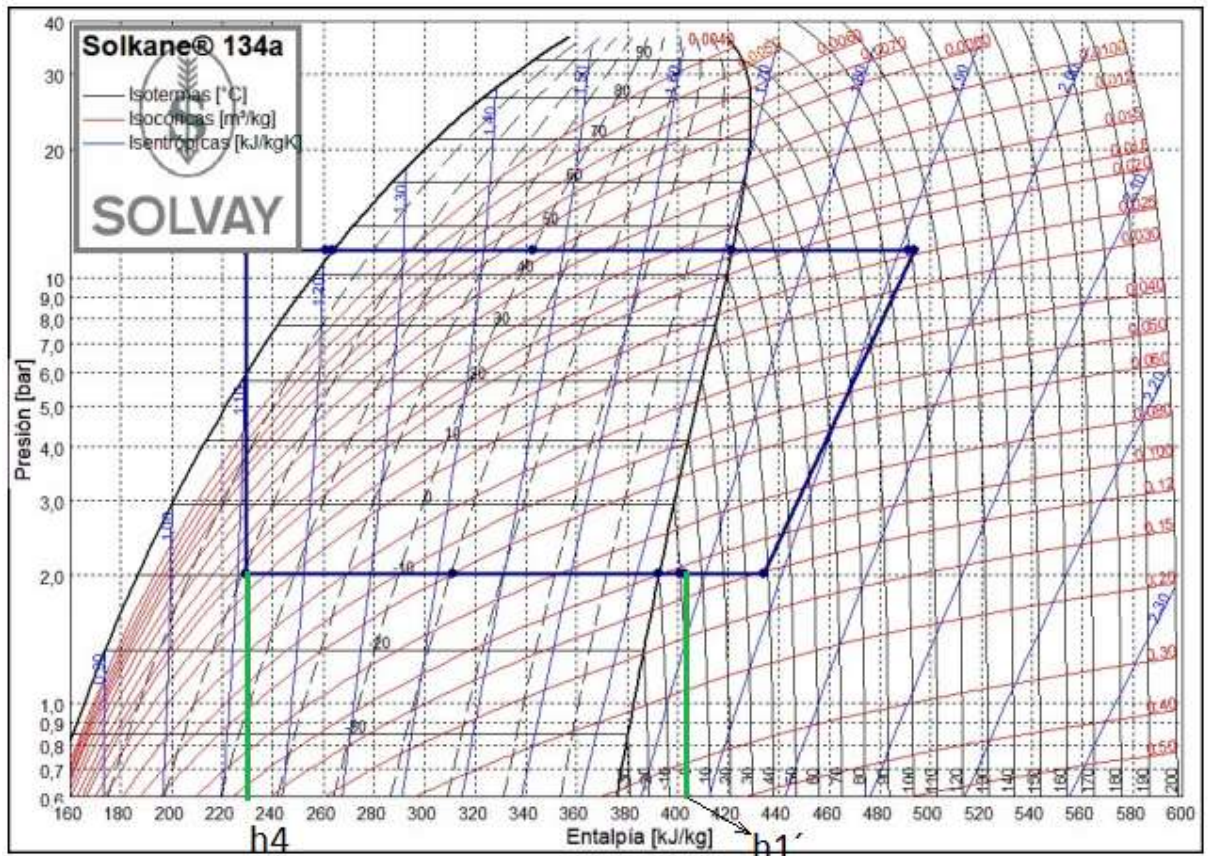


Figura 24. Diagrama Presión – Entalpía circuito con IXH y datos de cálculo $h1'$ - $h4$.

El caudal másico viene determinado por la ecuación:

$$\dot{m} = \frac{Q_0}{q_0}$$

\dot{m} : Caudal másico (kg/h)

Q_0 : Potencia frigorífica (kW)

q_0 : Capacidad frigorífica específica (kJ/kg)

En este caso, se utilizará un compresor que tiene una potencia frigorífica de 0,173 kW. Con este dato y la capacidad frigorífica obtenida hallamos el caudal másico.

$$\dot{m} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{0,15 \text{ kW}}{171,37 \text{ kJ/kg}} = 0,875 \frac{\text{g}}{\text{s}} = 3,151 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Con este dato obtenido, se obtiene el volumen aspirado con la siguiente ecuación:

$$V_a = \dot{m} \times V_{esp}$$

Donde:

V_a : Volumen aspirado (m^3/h)

\dot{m} : Caudal másico (kg/h)

V_{esp} : Volúmen específico (m^3/kg)

El volumen específico es el que tiene el gas antes de entrar al compresor. Este dato se obtiene del diagrama de Mollier teniendo en cuenta el recalentamiento del tubo hasta la entrada. Los datos que se obtienen de la gráfica son:

$$p = 2,01 \text{ bar}$$

$$t = 38^\circ\text{C}$$

$$V_{esp} = 121,93 \text{ dm}^3/\text{kg}$$

$$V_a = \dot{m} \times V_{esp} = 0,875 \frac{g}{s} \times 121,93 \frac{dm^3}{1000 g} = 0,107 \frac{dm^3}{s} = 0,384 \frac{m^3}{h}$$

Se calculará el volumen de barrido V_b . Del diagrama de Mollier se obtienen la presión de alta y de baja con la que trabaja el sistema para luego ser aplicados estos datos a las ecuaciones que siguen:

Presión de alta: 11,60 bar

Presión de baja: 2,01 bar

τ : tasa de compresión

$$\tau = \frac{(\text{Presión de alta absoluta}) \text{ bar}}{(\text{Presión de baja absoluta}) \text{ bar}}$$

$$\tau = \frac{11,60 \text{ bar}}{2,01 \text{ bar}} = 5,771$$

η_v : Rendimiento volumétrico

$$\eta v = 1 - 0,05 \times \tau$$

$$\eta v = 1 - 0,05 \times 5,771 = 0,711$$

$$Vb = \frac{Va}{\eta v}$$

Vb: Volumen de barrido (m³/h)

Va: Volumen aspirado (m³/h)

$$Vb = \frac{0,384 \frac{m^3}{h}}{0,711} = 0,54 \frac{m^3}{h} 150 \frac{cm^3}{s}$$

Luego para hallar la cilindrada necesaria para la selección del compresor, se despeja de la siguiente ecuación:

$$Vb = V_{cilindro} \times N^{\circ}cilindros \times Revoluciones$$

Donde:

Vcilindro: volumen del cilindro

Nº cilindros: número total de cilindros. En este caso es 1.

Revoluciones: en este caso, es un compresor monofásico de 2900 rpm (48,33 rps)

$$V_{cilindro} = \frac{Vb}{N^{\circ}cilindros \times Revoluciones} = \frac{0,54 \frac{m^3}{h}}{1 \times 48,33} = 3,103 \text{ cc}$$

El mismo compresor es posible utilizar la configuración con IHX

Por último, se calcula el coeficiente de eficiencia energética.

$$COP = \frac{q_{evaporador}}{q_{compresor}}$$

$$COP = \frac{q_{evaporador}}{q_{compresor}} = \frac{h_4 - h_{1'}}{h_2 - h_1}$$

Del diagrama de Mollier, se obtienen los valores de entalpía y estos son:

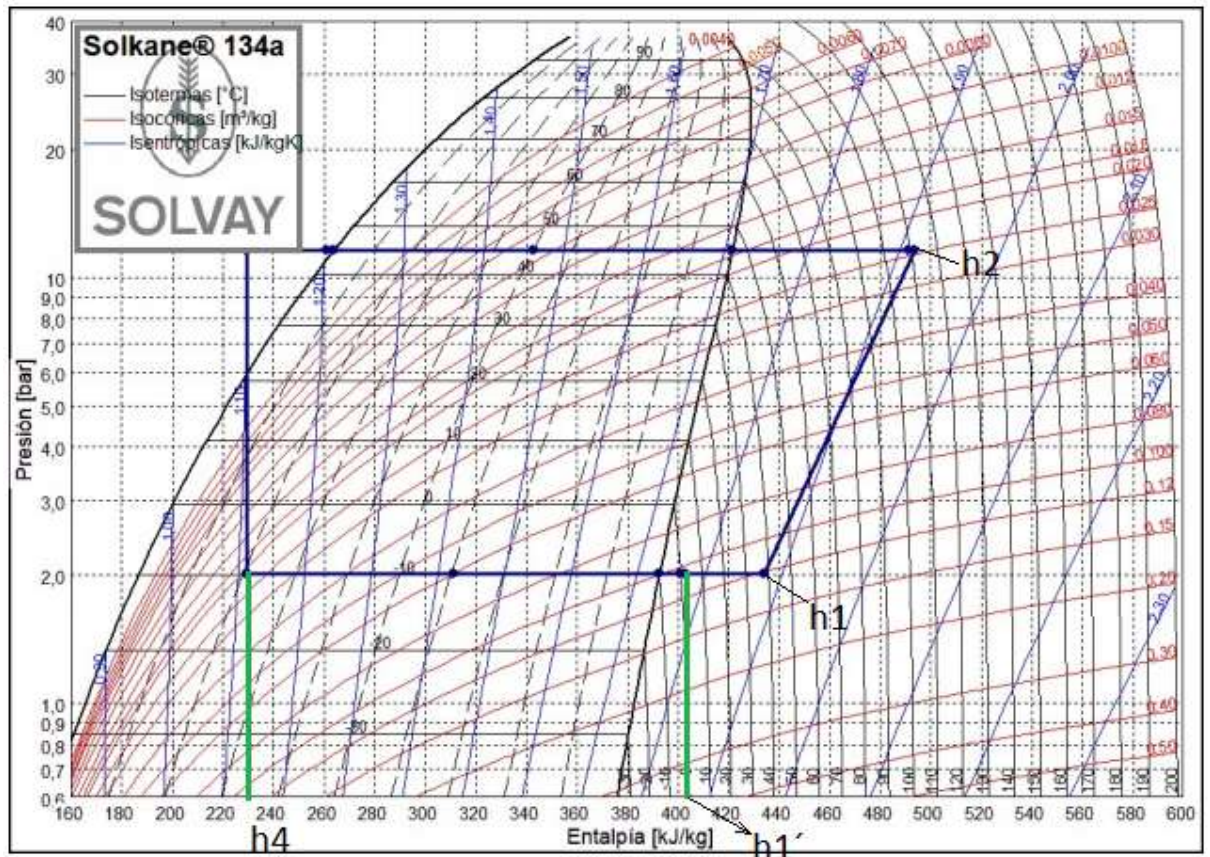


Figura 25. Diagrama Presión – Entalpía circuito con IHX y datos de cálculo $h_1-h_{1'}-h_2-h_3-h_4$.

h_1 : 433,96 kJ/kg

$h_{1'}$: 401,02 kJ/kg

h_2 : 493,63 kJ/kg

h_4 : 229,65 kJ/kg

$$COP = \frac{h_{1'} - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{(401,02 \frac{kJ}{kg} - 229,65 \frac{kJ}{kg})}{(493,63 \frac{kJ}{kg} - 433,96 \frac{kJ}{kg})} = 2,87$$

2.2. Cálculo del evaporador

Para dimensionar el evaporador del circuito, primero se tendrá en cuenta la forma de funcionar del equipo. El evaporador estará sumergido en un recipiente con propilenglicol y con una resistencia eléctrica se entregará calor hasta mantener el equilibrio a una temperatura de 0°C.

La forma del evaporador es un serpentín enrollado de un tubo de cobre de ¼" como se muestra en la siguiente figura.



Figura 26. Serpentín – evaporador.

La incógnita a conocer será la longitud del serpentín y que será obtenida mediante la siguiente ecuación.

$$-\frac{dQ}{dt} = \frac{\pi \times L}{\left(\frac{1}{h_{int} \times d_{int}} + \frac{1}{2 \times K_{cu}} \times \ln \frac{d_{ext}}{d_{int}} + \frac{1}{h_{ext} \times d_{ext}} \right)} \times (T_0 - T_{glycol})$$

Datos:

h_{int} : 2500 w/m²*°C (de tabla N°24)

d_{int} : 6,35 mm – 2 x 0,76mm = 4,83 mm (de tabla N°16)

d_{ext} : 6,35 mm (de tabla N°16)

T propilenglicol: 0°C

T₀ = -10 °C

K_{cu} : 385 W/m²*°C (Coeficiente de conductividad del cobre, tabla 23 del anexo)

Propilenglicol 45%

Para calcular el coeficiente de transmisión de calor por convección h_{ext} se hará por las ecuaciones de utilizadas para convección natural.

El número de Nusselt para convección natural se utiliza la siguiente ecuación:

$$Nu = \left(0,6 + \frac{0,387 \times \left(Ra^{\frac{1}{4}}\right)}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}}\right)^2 \quad ; \quad Ra \leq 10^{12}$$

El valor Ra corresponde al número de Rayleigh y que se obtiene de la multiplicación del número de Grashof y el número de Prandtl del propilenglicol en las condiciones de trabajo.

$$Ra = Gr \times Pr$$

El número de Prandtl lo obtenemos de la tabla N° 18 del anexo

$$Pr = \frac{\mu \times Cp}{K} = 150$$

De las tablas de anexo obtenemos la densidad y la viscosidad dinámica para hallar la viscosidad cinética que utilizaremos en la ecuación de Grashof

$$\rho: 1045 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu: 14 \text{ mPas}$$

$$v = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,014 \frac{\text{kg}}{\text{m} \times \text{s}}}{1045 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1,3397^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$Gr = \frac{g \times \beta \times (T_0 - T_{inf}) \times d_{ext}^3}{v^2}$$

$$g: 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\beta: \frac{1}{273^{\circ}K}$$

$$Gr = \frac{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times \frac{1}{273^{\circ}K} \times (10 - 0)^{\circ}K \times 0,00635^3 \text{ m}^3}{\left(1,3397^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)^2}$$

$$Gr = 512,64$$

$$Ra = 512,64 \times 150 = 76.896$$

Finalmente reemplazamos en la ecuación de Nusselt.

$$Nu = \left(0,6 + \frac{0,387 \times \left(Ra^{\frac{1}{4}}\right)}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{4}{9}}}\right)^2 = \left(0,6 + \frac{0,387 \times \left(76.896^{\frac{1}{4}}\right)}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{150}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{4}{9}}}\right)^2$$

$$Nu = 9,5625$$

El coeficiente de transferencia de transmisión de calor por convección será:

$$h_{ext} = \frac{Nu \times k}{d_{ext}}$$

K_{cu} : 0,385 W/m^{°K} (de tabla N° 23 del anexo)

$$h_{ext} = \frac{9,5625 \times 0,385 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}}{0,00635 m}$$

$$h_{ext} = 579,78 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Una vez que se obtuvieron todos los datos se procede a hallar la longitud del evaporador de la siguiente ecuación:

$$-\frac{dQ}{dt} \times \frac{1}{(T_0 - T_{glycol})} \times \frac{\left(\frac{1}{h_{int} \times d_{int}} + \frac{1}{2 \times K_{cu}} \times \ln \frac{d_{ext}}{d_{int}} + \frac{1}{h_{ext} \times d_{ext}}\right)}{\pi} = L$$

$$\frac{150 W}{10 ^\circ K} \times \frac{\left(\frac{1}{2500 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \times 0,00483 m} + \frac{1}{2 \times 385 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}} \times \ln \frac{6,35}{4,83} + \frac{1}{579,78 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \times 0,00635 m}\right)}{\pi} = L$$

$$L = 1,694 m$$

2.3. Cálculo del condensador

Para el cálculo del condensador, utilizamos la temperatura media logarítmica.

$$LMTD = \Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}\right)}$$

Los datos para el cálculo de la LMTD cuando el equipo está en régimen son:

T_{ce} (temperatura caliente de entrada): 45°C

T_{cs} (temperatura caliente de salida): 43°C

T_{fe} (temperatura fría de entrada): 24°C

T_{fs} (temperatura fría de salida): 34°C

$$LMTD = \Delta T_{ml} = \frac{(43^\circ\text{C} - 24^\circ\text{C}) - (45^\circ\text{C} - 34^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{43^\circ\text{C} - 24^\circ\text{C}}{45^\circ\text{C} - 34^\circ\text{C}}\right)}$$

$$LMTD = \Delta T_{ml} = 14,64^\circ\text{C}$$

La energía que debe disipar el condensador se obtiene a partir de sumar el trabajo realizado por el compresor y la energía absorbida por el evaporador.

$$W_{compresor} = \dot{m} \times (h_2 - h_1)$$

$$W_{compresor} = 1,070 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (456,57 - 402,74) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$W_{compresor} = 57,60 \text{ W}$$

$$Q_{condensador} = Q_{evaporador} + W_{compresor}$$

$$Q_{\text{condensador}} = 150 \text{ W} + 57,60 \text{ W}$$

$$Q_{\text{condensador}} = 207,60 \text{ W}$$

Una vez obtenida la energía que se debe disipar, se debe calcular las dimensiones del intercambiador necesario. En este caso ya se tiene un condensador disponible por lo que se procederá a saber si es suficientemente grande para disipar la energía del sistema.

Por lo tanto, se debe hallar el número de aletas necesarios para disipar la energía calculada.

$$\dot{Q} = U \times A \times F \times \Delta T_{lm}$$

Para el cálculo del coeficiente F (factor de corrección), se halla a partir de las curvas con R y P, donde:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{45 - 43}{35 - 25} = 0,2$$

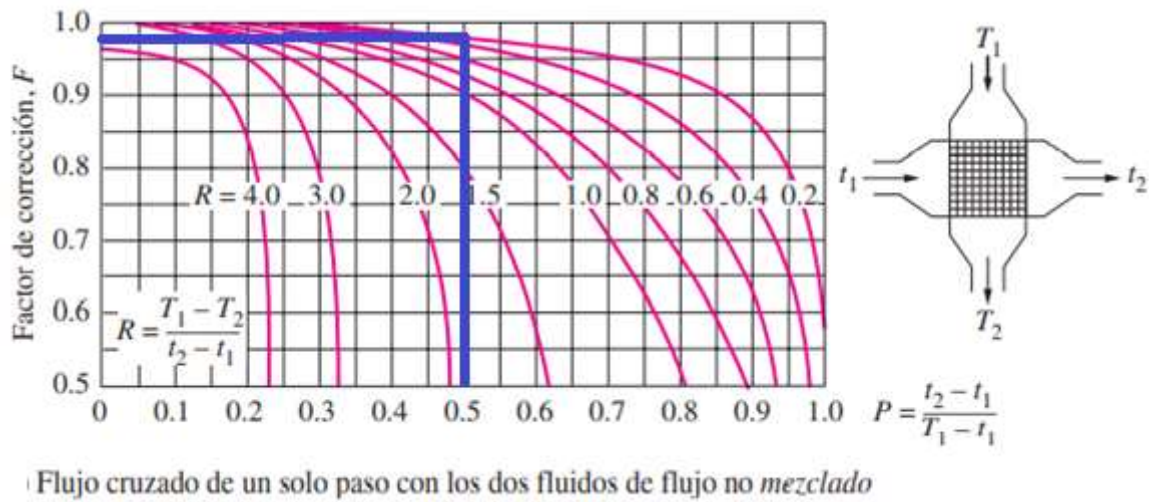
$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{35 - 25}{45 - 25} = 0,5$$

Por lo tanto, según el diagrama: $F = 0,97$

Los subíndices 1 y 2 corresponden a las entradas y salidas respectivamente.

T y t son las temperaturas de los fluidos, caliente y frío.

Tabla 1. Factor de corrección F .



$$U \times A = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{lm} \times F} = \frac{207 \text{ W}}{14,64 \text{ }^\circ\text{C} \times 0,97} = 14,60 \frac{\text{W}}{\text{ }^\circ\text{C}} = \frac{1}{\sum_4^1 Ri}$$

La resistencia total del intercambiador es:

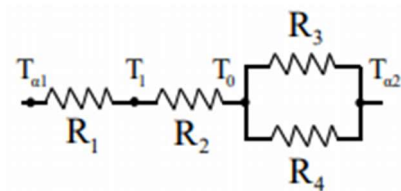


Figura 27. Resistencia total del intercambiador.

Donde,

R_1 = Resistencia convección interior

R_2 = Resistencia conducción del tubo de cobre

R_3 = Resistencia libre

R_4 = Resistencia aleta

$$R_1 = \frac{1}{h_{int} \times A} = \frac{1}{h_{int} \times (\pi \times \phi \times L \times N^{\circ}\text{tubos})}$$

$$R_1 = \frac{1}{2500 \frac{W}{\text{°C} \times \text{m}^2} \times (\pi \times 4,83 \times 10^{-3} \text{m} \times 0,22 \text{m} \times 14)} = \frac{1}{116,83 \frac{W}{\text{°C}}}$$

Para R_2 se calcula como sigue:

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 \times \pi \times L \times N^{\circ} \text{ tubos} \times K}$$

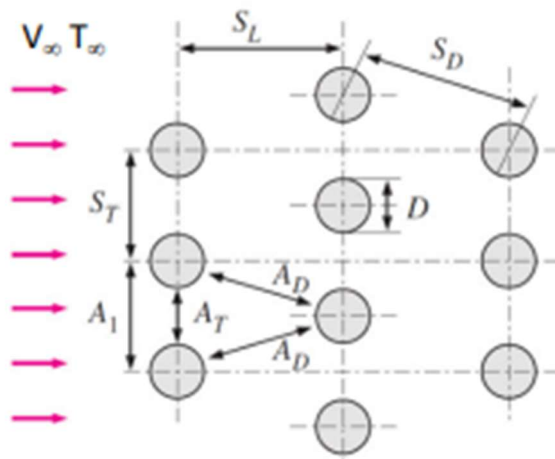
$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{6,35 \times 10^{-3} \text{m}}{4,83 \times 10^{-3} \text{m}}\right)}{2 \times \pi \times 0,22 \times 14 \times 385 \frac{W}{\text{°C} \times \text{m}^2}} = \frac{1}{3,672 \times 10^5 \frac{W}{\text{°C}}}$$

Para calcular la resistencia en paralelo ($R_{T_{ext}}$) se tiene:

$$R_{T_{ext}} = \frac{R_3 \times R_4}{R_3 + R_4}$$

$$R_{T_{ext}} = \frac{1}{h_{aire} \times n^{\circ} \text{ tubos} \times (n^{\circ} \text{ aletas} \times A_s \times \eta_{aleta} + (A_{total \text{ tubo}} - n^{\circ} \text{ aletas} \times A_{base}))}$$

Para hallar h aire, se calcula de la siguiente forma:



$$S_D = 24,06 \text{ mm}$$

$$S_L = 22,06 \text{ mm}$$

N° tubos = 14 (del condensador disponible)

$$D = 7,94 \text{ mm (5/16")}, e=0,3 \text{ mm}$$

Longitud del tubo: 22 cm

$$S_T = 23,12 \text{ mm}$$

Figura 28. Disposición en tresbolillo.

$$A_D = L \times (S_D - D) = 220 \text{ mm} \times (24,06 \text{ mm} - 7,94 \text{ mm}) = 3546,40 \text{ mm}^2$$

$$AT = L \times (ST - D) = 220 \text{ mm} \times (23,12 \text{ mm} - 7,94 \text{ mm}) = 3339,60 \text{ mm}^2$$

Si: $2 \times A_D > A_T$, se utiliza la siguiente expresión:

$$V_{max} = \frac{St}{St - D} \times V_{\infty}$$



Donde V_{∞} es: Velocidad del aire a la entrada del condensador = 4,1 m/s

$$V_{max} = \frac{23,12 \text{ mm}}{23,12 \text{ mm} - 7,94 \text{ mm}} \times 4,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 6,24 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Figura 29. Velocidad del aire.

$$Re_{max} = \frac{\rho \times V_{max} \times \phi}{\mu} = \frac{1,184 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 6,24 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,00794 \text{ m}}{1,849 \times 10^{-5}} = 3174,94$$

Utilizando la correlación de Grimison (para valores $2000 < Re_{max} < 4 \times 10^5$ para hallar el número de Nusselt:

$$Nud = 1,13 \times C1 \times C2 \times Re_{max}^m \times Pr^{1/3}$$

Los valores de C1 y C2 se obtienen de las tablas xx y xx respectivamente. Para ello se obtienen los siguientes valores

$$\frac{SL}{D} = \frac{22,06}{7,94} = 2,78$$

$$\frac{ST}{D} = \frac{23,12}{7,94} = 2,92$$

Con estos datos se obtienen los valores de C1, C2 y m de las tablas.

Tabla 2. Valor C1.

		S _r /D									
		1.25		1.5		2.0		3.0			
S _r /D	C ₁	m		C ₁		m		C ₁		m	
		En línea	1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.06633	0.752
1.50	0.367		0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744		
2.00	0.418		0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648		
3.00	0.290		0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608		
Al tresbolillo	0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636		
	0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581		
	1.000	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-		
	1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560		
	1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562		
	1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568		
	2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570		
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574			

Tabla 3. Valor C2.

C ₂	Número de columnas	1	2	3	4	5	6	7	8	9	>9
	En línea		0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Al tresbolillo		0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99	1

$$Nud = 1,13 \times 0,428 \times 0,75 \times 3174,94^{0,574} \times 0,7296^{1/3}$$

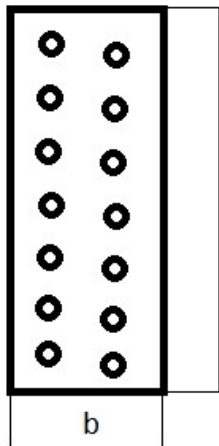
$$Nud = 33,41$$

Luego la relación entre Nusselt y h aire es:

$$Nud = \frac{h \text{ aire} \times Lc}{K}$$

$$h \text{ aire} = \frac{Nud \times K}{Lc} = \frac{33,41 \times 0,02551 \frac{W}{m \times ^\circ K}}{0,00794 m} = 107,34 \frac{W}{m^2 \times ^\circ K}$$

El intercambiador disponible tiene las siguientes dimensiones:



$$a = 177 \text{ mm}$$

$$b = 42 \text{ mm}$$

$$L = 220 \text{ mm}$$

$$\text{N}^\circ \text{ de tubos: } 14$$

$$\text{N}^\circ \text{ de placas: } 80$$

Material de las placas: Aluminio

Material del tubo: Cobre

$$K_{AL} = 205 \text{ w/m}^\circ\text{K}$$

$$\text{Espesor de la aleta } \epsilon = 0,5 \text{ mm}$$

Figura 30. Dimensiones del condensador.

Separación entre aletas = 2,5 mm

Tubo de cobre del intercambiador = 7,94 mm

Se halla el rendimiento de la aleta por el método analítico.

$$\eta_{aleta} = \frac{\tan h (m \times r_i \times \varphi)}{m \times r_i \times \varphi} = \frac{\tan h (45,76 \times \frac{0,00794}{2} \times 3,390)}{45,76 \times \frac{0,00794}{2} \times 3,390} = 0,89$$

Donde los coeficientes de la ecuación se obtienen de la siguiente ecuación:

k: conductividad térmica del aluminio

e: espesor de la aleta

re: radio equivalente de la aleta

ri: radio interior (en este caso es igual al radio exterior del tubo)

$$m = \sqrt{\frac{2 \times h_{aire}}{k \times e}} = \sqrt{\frac{2 \times 107,34 \frac{w}{m^2 \circ k}}{205 \frac{w}{m \cdot k} \times 0,0005 \text{ m}}} = 45,76 \frac{1}{m}$$

$$\varphi = \left(\frac{re}{ri} - 1\right) \times (1 + 0.35 \times \ln \left(\frac{re}{ri}\right))$$

$$\varphi = \left(\frac{13,44}{3,97} - 1\right) \times (1 + 0.35 \times \ln \left(\frac{13,44}{3,97}\right)) = 3,390$$

Para hallar el radio equivalente utilizaremos tres métodos y los compararemos.

Método alternativo para el cálculo de re:

Para hallar re (radio equivalente), se procede de la siguiente forma:

At: área total de la placa de aluminio

An: área anular unitaria

$$At = a \times b - n^{\circ} \text{ tubos} \times \pi \times \frac{\phi_{\text{tubo}}^2}{4} = 177 \times 42 - 14 \times \frac{7,94^2}{4} = 6740,80 \text{ mm}^2$$

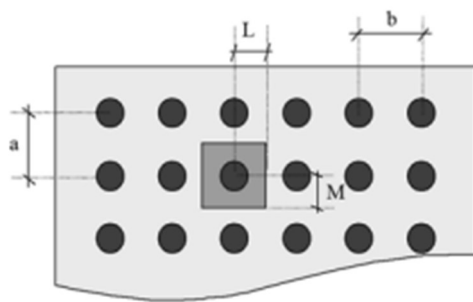
$$An = \frac{At}{n^{\circ} \text{ tubos}} = \frac{6740,80 \text{ mm}^2}{14} = 481,49 \text{ mm}^2$$

$$An = \frac{\pi}{4} \times (\phi e^2 - \phi i^2)$$

$$\phi e = \sqrt{\frac{An \times 4}{\pi} + \phi i^2} = \sqrt{\frac{481,49 \text{ mm}^2 \times 4}{\pi} + 7,94^2 \text{ mm}^2} = 26 \text{ mm}$$

$$re = \frac{\phi e}{2} = \frac{26 \text{ mm}}{2} = 13 \text{ mm}$$

Método ASHRAE para el cálculo de re:



Del intercambiador disponible se sabe que:

$$L = 12,64 \text{ mm}$$

$$M = 10,5 \text{ mm}$$

Figura 31. Dimensiones del condensador.

Por lo tanto, se procede con las siguientes ecuaciones según el método mencionado.

$$\beta = \frac{L}{M} = \frac{12,64}{10,5} = 1,20$$

$$\psi = \frac{M}{r_i} = \frac{10,5}{3,97} = 2,6448$$

$$r_e = r_i \times 1,28 \times \psi \times \sqrt{\beta - 0,2} = 3,97 \text{ mm} \times 1,28 \times 2,6448 \times \sqrt{1,2 - 0,2}$$

$$r_e = 13,44 \text{ mm}$$

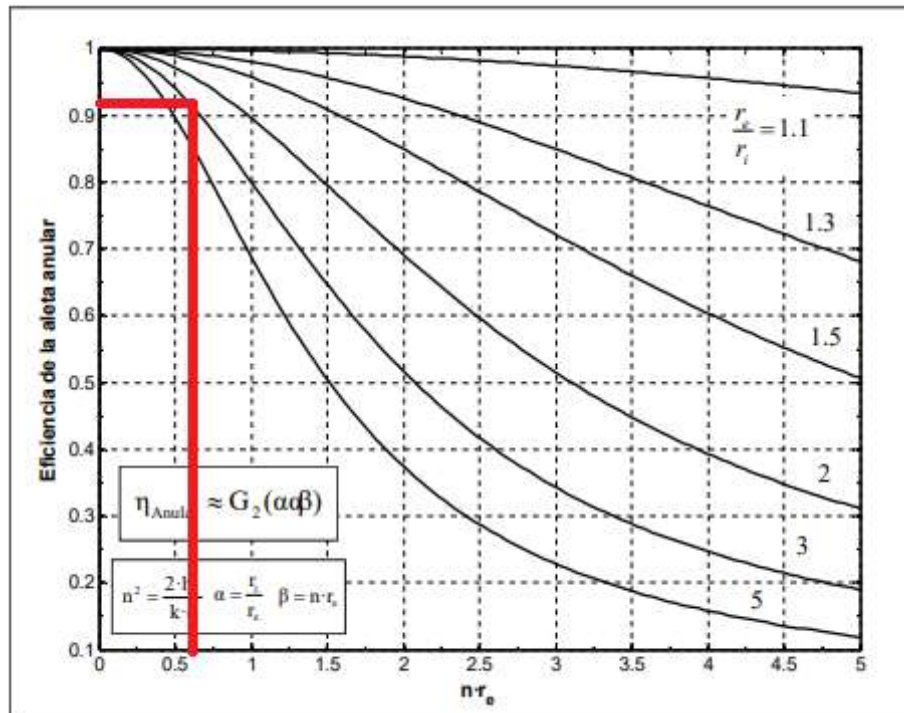
Método gráfico para el cálculo del rendimiento

Con la tabla siguiente, se calcula el rendimiento de la aleta. Primeramente, se deben calcular los siguientes parámetros.

$$\frac{r_e}{r_i} = \frac{12,175 \text{ mm}}{3,97 \text{ mm}} = 3,066$$

$$n = \sqrt{\frac{2 \times h_{\text{aire}}}{K_{\text{aluminio}} \times e}} = \sqrt{\frac{2 \times 107,34 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}{205 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \times 0,0005 \text{ m}}} = 45,76 \frac{1}{\text{m}}$$

Tabla 4. Eficiencia de la aleta anular.



Por lo tanto, el rendimiento es:

$$\eta_{aleta} = 0,91$$

Continuando con los cálculos faltantes y recordando que el dato a hallar es el número de aletas:

$$R_{Text} = \frac{1}{h_{aire} \times n^{\circ}_{tubos} \times (n^{\circ}_{aletas} \times A_s \times \eta_{aleta} + (A_{total\ tubo} - n^{\circ}_{aletas} \times A_{base}))}$$

$$A_{s\ aleta} = 2 \times \left(\frac{\pi}{4} \times (\phi e^2 - \phi i^2)\right) = 2 \times \left(\frac{\pi}{4} \times (24,35^2\ mm^2 - 7,94^2\ mm^2)\right) = 832,33\ mm^2$$

$$A_{sup\ total} = L \times \pi \times \phi e = 220\ mm \times \pi \times 7,94\ mm = 5487,75\ mm^2$$

$$A_{base} = e \times \pi \times \phi e = 0,5\ mm \times \pi \times 7,94\ mm = 12,47\ mm^2$$

Sabiendo que la resistencia total del condensador hallada es:

$$R_{total} = 0,0685 \frac{^{\circ}k}{w}$$

Queda por hallar la resistencia R_{Text}

$$R_{Text} = R_{total} - R_1 - R_2 = 0,0685 \frac{^{\circ}k}{w} - 8,656 \times 10^{-3} \frac{^{\circ}k}{w} - 3,672 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}k}{w}$$

$$R_{Text} = 0,06 \frac{^{\circ}k}{w}$$

De la ecuación siguiente, se despeja el número de aletas necesario:

$$R_{Text} = \frac{1}{h_{aire} \times n^{\circ}_{tubos} \times (n^{\circ}_{aletas} \times A_s \times \eta_{aleta} + (A_{total\ tubo} - n^{\circ}_{aletas} \times A_{base}))}$$

$$n^{\circ}_{aletas} = \frac{\frac{1}{h_{aire} \times n^{\circ}_{tubos} \times R_{Text}} - A_{total\ tubo}}{A_s \times \eta_{aleta} - A_{base}}$$

$$n^{\circ}_{aletas} = \frac{\frac{1}{107,34 \frac{w}{^{\circ}k \times m^2} \times 14 \times 0,06 \frac{^{\circ}k}{w}} - 0,00548775 m^2}{0,00083233 m^2 \times 0,89 - 0,00001247 m^2}$$

$$n^{\circ}_{aletas} = 7$$

Por lo tanto, el intercambiador disponible al tener 80 aletas es válido para la aplicación.

2.4. Cálculo de tuberías

2.4.1. Cálculo de tuberías de aspiración del compresor

Para el cálculo de la tubería de aspiración se tienen las siguientes premisas:

- Velocidad de la tubería: 5 m/s
- Caída de presión máxima admisible: 0,1 bar

Se utilizará la ecuación de Darcy Weisbach siguiente:

$$\Delta p = f \times \frac{L}{\phi i} \times \rho \times \frac{w^2}{2}$$

Donde:

Δp = caída de presión

f = factor de Darcy Weisbach

L = Longitud de la tubería

ϕi = Diámetro de la tubería

w = velocidad del fluido

ρ = Densidad

Para hallar el factor f de Darcy Weisbach se utilizar el diagrama de Moody. En este caso se utilizará el valor recomendado por fabricantes de 0,02.

Para la longitud equivalente se tienen en cuenta los codos, válvulas, reducciones.

$$\phi i = f \times \frac{L eq}{\Delta p} \times \rho \times \frac{w^2}{2}$$

- Circuito simple de refrigeración con IHX

$$\rho = 8,20 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta p = 0,1 \text{ bar} = 10.000 \text{ kg/m s}^2$$

$$\phi_i = 0,02 \times \frac{10 \text{ m}}{10.000 \frac{\text{kg}}{\text{m s}^2}} \times 8,20 \text{ kg/m}^3 \times \frac{(5 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$\phi_i = 2,05 \text{ mm}$$

Tubería comercial disponible $\phi = 6 \times 1 \text{ mm}$ (1/4")

2.4.2. Cálculo de tuberías de descarga compresor

Para el cálculo de la tubería de descarga se tienen las siguientes premisas:

- Velocidad de la tubería: 5 m/s
- Caída de presión admisible: 0,3 bar

Al igual que se calculó en el punto anterior, se utilizará la ecuación de Darcy Weisbach siguiente:

$$\Delta p = f \times \frac{L}{\phi_i} \times \rho \times \frac{w^2}{2}$$

- Circuito simple de refrigeración con IHX

$$\rho = 40,53 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta p = 0,3 \text{ bar} = 30.000 \text{ kg/m s}^2$$

$$\phi_i = 0,02 \times \frac{10 \text{ m}}{30.000 \frac{\text{kg}}{\text{m s}^2}} \times 40,53 \text{ kg/m}^3 \times \frac{(5 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$\varnothing_i = 3,38 \text{ mm}$$

Tubería comercial disponible $\varnothing = 6 \times 1 \text{ mm}$ (1/4")

2.4.3. Cálculo de tuberías de condensador-evaporador

Para el cálculo de la tubería de descarga se tienen las siguientes premisas:

- Velocidad de la tubería: 1 m/s
- Caída de presión admisible: 0,3 bar

Se utilizará la ecuación de Darcy Weisbach siguiente:

$$\Delta p = f \times \frac{L}{\varnothing_i} \times \rho \times \frac{w^2}{2}$$

Donde:

Δp = caída de presión

f = factor de Darcy Weisbach

L = Longitud de la tubería

\varnothing_i = Diámetro de la tubería

w = velocidad del fluido

ρ = Densidad

Para hallar el factor f de Darcy Weisbach se utilizar el diagrama de Moody. En este caso se utilizará el valor recomendado por fabricantes de 0,02.

Para la longitud equivalente se tienen en cuenta los codos, válvulas, reducciones.

$$\varnothing_i = f \times \frac{L}{\Delta p} \times \rho \times \frac{w^2}{2}$$

- Circuito simple de refrigeración con IHX

$$\phi_i = f \times \frac{L}{\Delta p} \times \rho \times \frac{w^2}{2}$$

$$\rho = 1.219,51 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta p = 0,3 \text{ bar} = 30.000 \text{ kg/m s}^2$$

$$\phi_i = 0,02 \times \frac{10 \text{ m}}{30.000 \frac{\text{kg}}{\text{m s}^2}} \times 1.219,51 \text{ kg/m}^3 \times \frac{(1 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$\phi = 4,065 \text{ mm}$$

Tubería comercial disponible $\phi = 6 \times 1 \text{ mm}$ (1/4")

2.5. Cálculo del intercambiador interno IHX

Se calculará con los siguientes datos el área del intercambiador interno necesario.

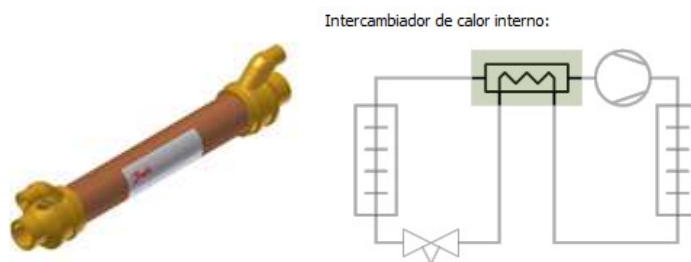


Figura 32. IHX – intercambiador intermedio.

Los datos de entrada al IHX son:

Caudal: 3,151 kg/h

Temperatura de entrada fluido caliente por el tubo interior: 20°C

Temperatura de entrada fluido frío por el anillo exterior: 0°C

Sabiendo que la eficiencia del intercambiador viene dada por la ecuación:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}}$$

Dado que el IHX no es un intercambiador proveniente de un proveedor, sino que será fabricado sobre el equipo, la eficiencia requerida será pequeña ya que son dos tubos concéntricos y el número de Reynold es bajo. En este caso la misma será un dato impuesto:

$$\varepsilon = 0,4$$

La eficiencia está relacionada con el NTU y con el valor C. Los datos de Cp son:

$$C_{pmax} = 1408 \frac{J}{kg^{\circ}K}$$

$$C_{pmin} = 895 \frac{J}{kg^{\circ}K}$$

Donde C_{pmax} es en estado líquido y C_{pmin} es en estado gaseoso.

$$C = \frac{C_{pmin}}{C_{pmax}} = \frac{895}{1408} = 0,6356$$

Ahora el NTU se calcula con la ecuación:

$$NTU = \frac{1}{C - 1} \times \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \times C - 1}\right) = \frac{1}{0,6356 - 1} \times \ln\left(\frac{0,4 - 1}{0,4 \times 0,6356 - 1}\right) = 0,5968$$

Para un intercambiador de flujo en contracorriente se tiene:

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{min}}$$

Despejando se obtiene la Rt:

$$R_t = \frac{1}{U \times A} = \frac{1}{NTU \times C_{min}} = \frac{1}{0,5968 \times 895 \frac{J}{kg \times ^\circ C} \times 0,0008752 \frac{kg}{s}} = 2,139 \frac{^\circ C}{W}$$

Luego obtendremos la longitud del intercambiador IHX a partir de las siguientes ecuaciones:

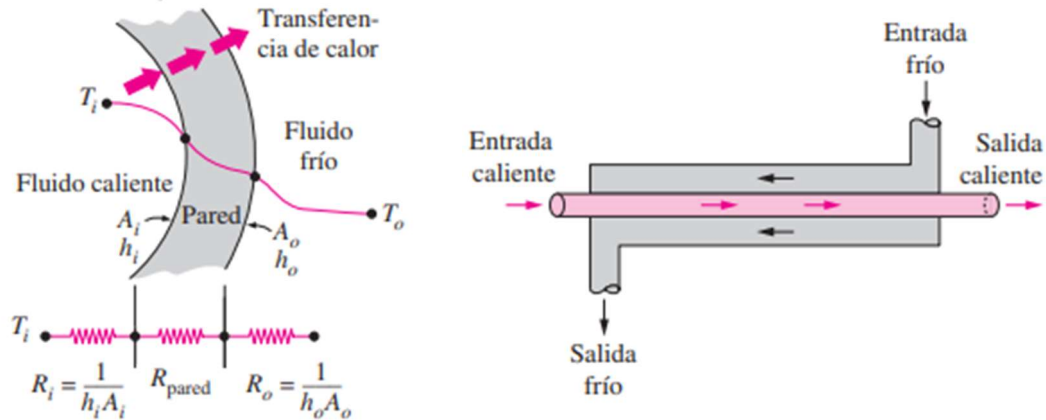


Figura 33. IHX – intercambiador intermedio.

$$L = \left(\frac{1}{h_i \times \pi \times \phi_i} + \frac{\ln\left(\frac{\phi_e}{\phi_i}\right)}{2 \times \pi \times k_{cu}} + \frac{1}{h_e \times \pi \times \phi_e} \right) \times U \times A$$

Se calculan los coeficientes de convección para el tubo interno y el tubo externo h_i y h_e .

Lado caliente – estado líquido

Por el tubo interno pasa el R134a caliente en estado líquido. Los datos de la densidad se obtienen de la tabla 11 del anexo.

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \times A_i} = \frac{0,0008752 \frac{kg}{s}}{\frac{\pi \times (0,00483 m)^2}{4} \times 1226 \frac{kg}{m^3}} = 0,03896 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{\rho \times V \times \phi_i}{\mu} = \frac{1226 \frac{kg}{m^3} \times 0,03896 \frac{m}{s} \times 0,00483 m}{2,142 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \times s}} = 1077,05 : \text{flujo laminar}$$

Al comportarse como un flujo laminar y al ser líquido se tiene:

$$Nu = \frac{h_i \times \phi_i}{K_{R134a \text{ líquido}}} = 4,36$$

Se despeja h_i (líquido R134a)

$$h_i = \frac{Nu \times K_{R134a \text{ líquido}}}{\phi_i} = \frac{4,36 \times 0,02514 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}{0,00483} = 22,69 \frac{W}{m^2 \times ^\circ C}$$

Lado frío – estado gaseoso

De igual forma que en el caso anterior, para el tubo anillo exterior pasa el R134a frío en estado gaseoso. Los datos de la densidad se obtienen de la tabla 11 del anexo.

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \times A_e} = \frac{0,0008752 \frac{kg}{s}}{\frac{\pi \times ((0,00791 m)^2 - (0,00635 m)^2)}{4} \times 14,42 \frac{kg}{m^3}} = 3,4738 \frac{m}{s}$$

$$\phi_H = \phi_e - \phi_i = 0,00791 m - 0,00635 = 1,56 \times 10^{-3}$$

$$Re = \frac{\rho \times V \times \phi_H}{\mu} = \frac{14,42 \frac{kg}{m^3} \times 3,4738 \frac{m}{s} \times 0,00156 m}{7,471 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \times s}} = 1045,96 : \text{flujo laminar}$$

En este caso se utiliza la correlación siguiente teniendo en cuenta un L (longitud del tubo) posible dado las dimensiones del equipo:

$$Nu = 4,364 + 0,0722 \times \left(Re \times Pr \times \frac{D}{L} \right)$$

$$Nu = 4,364 + 0,0722 \times \left(1045,96 \times 0,553 \times \frac{0,00156}{0,177} \right) = 4,732$$

$$Nu = \frac{h_e \times \phi_e}{K_{R134a \text{ gas}}} = 4,732$$

Se despeja h_e (gas R134a)

$$h_e = \frac{Nu \times K_{R134a \text{ gas}}}{\phi_H} = \frac{4,732 \times 0,0121 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0,00156} = 36,70 \frac{W}{m^2 \times ^{\circ}C}$$

Retomando una de las ecuaciones anterior donde se despeja L:

$$L = \left(\frac{1}{h_i \times \pi \times \phi_i} + \frac{\ln\left(\frac{\phi_e}{\phi_i}\right)}{2 \times \pi \times k_{cu}} + \frac{1}{h_e \times \pi \times \phi_e} \right) \times U \times A$$

$$L = \left(\frac{1}{22,69 \frac{W}{m^2 \times ^{\circ}C} \times \pi \times 0,00483 \text{ m}} + \frac{\ln\left(\frac{6,35}{4,83}\right)}{2 \times \pi \times 385 \frac{W}{m^{\circ}C}} + \frac{1}{36,70 \frac{W}{m^2 \times ^{\circ}C} \times \pi \times 0,00635} \right) \times \frac{1}{2,139 \frac{^{\circ}C}{W}}$$

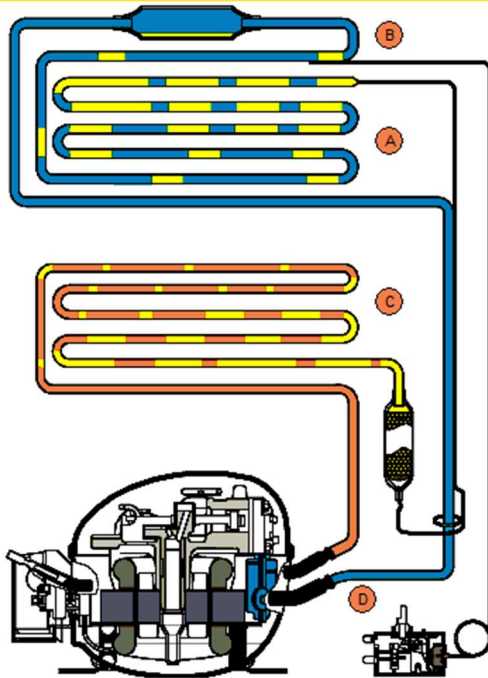
$$L = 1996 \text{ mm}$$

2.6. Selección del capilar

Existen muchos estudios sobre la determinación de tubo capilar para un sistema de refrigeración. Sin embargo, sus dimensiones definitivas son obtenidas por prueba y error. Por lo tanto, las tablas de dimensionamiento sirven como punto de partida para las dimensiones definitivas del tubo capilar. De este modo, si la temperatura de evaporación resulta menor que la deseada, significa que la caída de presión es demasiada debido al largo excesivo del capilar por lo que se debe acortar el capilar hasta llegar a la temperatura de evaporación deseada.

El tubo capilar seleccionado para las condiciones se encuentra relacionado con el compresor, la temperatura de evaporación, la temperatura de condensación, el diámetro del capilar y las temperaturas de subenfriamiento y recalentamiento.

En este caso, se utilizará el programa de cálculo de capilares "CapSel". El equipo lleva dos capilares con condiciones de trabajo diferentes. En las siguientes figuras se encuentran las longitudes y diámetros seleccionados según los datos de cálculo solicitados por el programa.



Input Data

Refrigerant: R134a

A Heat load of the system: 173 W

B Evaporating temperature: -10 °C

C Condensing temperature: 40 °C

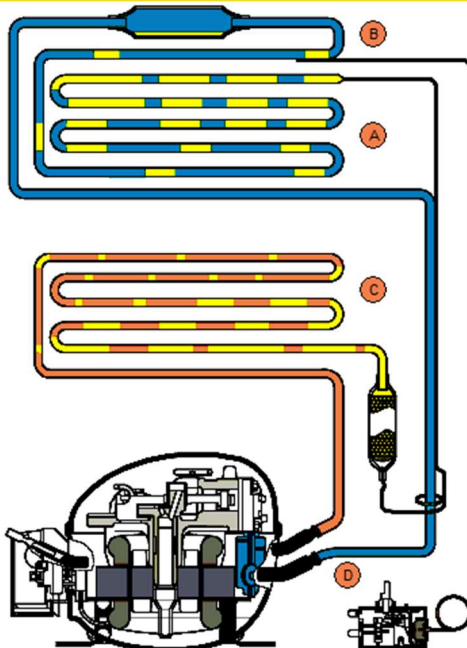
D Return gas temperature: 2 °C

Capillary Tube Recommendation

Flow Rate: 16.6 l/min (N₂ at delta p 10 nbar)

Length	Inner Diameter
0.27 m	0.63 mm
0.46 m	0.70 mm
0.49 m	0.71 mm
0.89 m	0.80 mm
1.60 m	0.90 mm
2.71 m	1.00 mm
4.78 m	1.12 mm
6.75 m	1.20 mm
8.27 m	1.25 mm

Optimal selection is highlighted in yellow.



Input Data

Refrigerant: R134a

A Heat load of the system: 173 W

B Evaporating temperature: 0 °C

C Condensing temperature: 40 °C

D Return gas temperature: 2 °C

Capillary Tube Recommendation

Flow Rate: 15.9 l/min (N₂ at delta p 10 nbar)

Length	Inner Diameter
0.30 m	0.63 mm
0.50 m	0.70 mm
0.54 m	0.71 mm
0.98 m	0.80 mm
1.76 m	0.90 mm
2.98 m	1.00 mm
5.26 m	1.12 mm
7.43 m	1.20 mm
9.11 m	1.25 mm

Optimal selection is highlighted in yellow.

Figura 34. Dimensiones del capilar.

2.7. Selección del filtro secador

Para evitar que la humedad que pueda quedar en la instalación luego de hacer un vaciado y carga de gas, se instalará un filtro deshidratador con núcleo de tamiz molecular 100% para uso del refrigerante R134a. El mismo no se agota con el aceite. El modelo del filtro recomendado es DML de 1/4”.



Figura 35. Filtro molecular de cobre

2.8. Cálculo de carga de gas

Para calcular la carga de gas se tendrá en cuenta las longitudes de las tuberías y sus diámetros. De la tabla 11 del anexo, se obtendrán los datos de la densidad y presión. La masa se calculará por tramos para luego ser sumados.

Masa del fluido en el evaporador

El evaporador es una espiral de tubo de cobre sumergida de longitud cuya longitud es de 1,694 metros. El diámetro interior es de 4,83 mm.

Por lo tanto, la superficie es:

$$S = \frac{\Pi \times \varnothing^2}{4} = \frac{\Pi \times (0,00483 \text{ m})^2}{4} = 1,83 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

El volumen total de la tubería es:

$$V = S \times L = 1,83 \times 10^{-5} \text{ m} \times 1,694 \text{ m} = 3,104 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

En el caso del evaporador se debe considerar que hay un porcentaje de volumen de líquido y un porcentaje de volumen de gas. Esto se denomina “void fraction” y depende

del tipo de intercambiador, del refrigerante y de las condiciones de entrada y salida entre otras variables. En este caso, se considerará un void fraction de 80%. Esto significa que el 80% del volumen es vapor y el 20% es líquido.

Para la parte de vapor:

$$\rho_{Vapor-10^{\circ}C} = 10,04 \frac{kg}{m^3}$$

$$m = \rho_{Vapor-10^{\circ}C} \times V \times 0,8$$

$$m = 10,04 \frac{kg}{m^3} \times 3,104 \times 10^{-5} m^3 \times 0,8 = 0,2488 g$$

Para la parte de líquido:

$$\rho_{Líquido-10^{\circ}C} = 1327 \frac{kg}{m^3}$$

$$m = \rho_{Líquido-10^{\circ}C} \times V \times 0,2$$

$$m = 1327 \frac{kg}{m^3} \times 3,104 \times 10^{-5} m^3 \times 0,2 = 8,23 g$$

Masa del fluido en el condensador

Para el condensador, el cálculo de la masa es similar con la diferencia que el “void fraction” es de 50%.

El diámetro interior de los tubos del condensador es:

$$\phi_{int} = \phi_{ext} - 2 \times pared = 7,94 mm - 2 \times 0,76 mm = 6,42 mm$$

La longitud de la tubería es:

$$L_{tubería} = L_{recto} \times 14_{tubos} + L_{curva} 13_{curvas} \times 2_{lados}$$

$$L_{tubería} = 220 mm \times 14_{tubos} + 40 mm \times 13_{curvas} \times 2_{lados} = 4,120 m$$

Y la superficie interior:

$$S = \frac{\Pi \times \phi^2}{4} = \frac{\Pi \times (0,00642 m)^2}{4} = 3,237 \times 10^{-5} m^2$$

Volumen total del condensador:

$$V = S \times L = 3,237 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \times 4,120 \text{ m} = 1,333 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

La masa es:

$$\rho_{\text{liquido } 45^{\circ}\text{C}} = 1125 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = \rho_{\text{liquido } 45^{\circ}\text{C}} \times V \times 0,5 = 1125 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 1,333644 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 0,5 = 75,01 \text{ g}$$

$$\rho_{\text{vapor } 45^{\circ}\text{C}} = 57,66 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = \rho_{\text{vapor } 45^{\circ}\text{C}} \times V \times 0,5 = 57,66 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 1,333644 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 0,5 = 3,8449 \text{ g}$$

Masa en la tubería de alta presión

Como en los casos anteriores, se calcula el volumen de fluido. La longitud de la tubería es de 1,65 m.

$$\phi_{\text{int}} = \phi_{\text{ext}} - 2 \times \text{pared} = 6,35 \text{ mm} - 2 \times 0,76 \text{ mm} = 4,83 \text{ mm}$$

$$S = \frac{\Pi \times \phi^2}{4} = \frac{\Pi \times (0,00483 \text{ m})^2}{4} = 1,83 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$V = S \times L = 1,83 \times 10^{-5} \text{ m} \times 1,65 \text{ m} = 3,0195 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

En este caso se tomará un void fraction del 50%. La masa de fluido será:

$$\rho_{\text{liquido } 45^{\circ}\text{C}} = 1125 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = \rho_{\text{liquido } 45^{\circ}\text{C}} \times V \times 0,5 = 1125 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3,0195 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \times 0,5 = 16,98 \text{ g}$$

$$\rho_{\text{vapor } 45^{\circ}\text{C}} = 57,66 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = \rho_{vapor\ 45^{\circ}C} \times V \times 0,5 = 57,66 \frac{kg}{m^3} \times 3,0195 \times 10^{-5} m^3 \times 0,5 = 0,87 g$$

Masa en la tubería de baja presión

Igual que en el cálculo anterior, pero teniendo en cuenta una longitud de 0,78 m y un "void fraction" de 90% de vapor y 10% de líquido.

$$\phi_{int} = \phi_{ext} - 2 \times pared = 6,35 mm - 2 \times 0,76 mm = 4,83 mm$$

$$S = \frac{\Pi \times \phi^2}{4} = \frac{\Pi \times (0,00483 m)^2}{4} = 1,83 \times 10^{-5} m^2$$

$$V = S \times L = 1,83 \times 10^{-5} m \times 0,78 m = 1,4274 \times 10^{-5} m^3$$

$$\rho_{vapor-10^{\circ}C} = 10,04 \frac{kg}{m^3}$$

$$m = \rho_{vapor-10^{\circ}C} \times V \times 0,9 = 10,04 \frac{kg}{m^3} \times 1,4274 \times 10^{-5} m^3 \times 0,9 = 0,129 g$$

$$\rho_{Líquido-10^{\circ}C} = 1327 \frac{kg}{m^3}$$

$$m = \rho_{líquido-10^{\circ}C} \times V \times 0,1 = 1327 \frac{kg}{m^3} \times 1,4274 \times 10^{-5} m^3 \times 0,1 = 1,89 g$$

Masa del compresor

Al compresor le llega vapor sobrecalentado por esta razón es algo menor a la densidad si el gas estuviera saturado. De la curva de Mollier donde trabaja el compresor, se obtiene la densidad a la que entra el gas R-134a.

$$\rho_{vapor} = 8,33 \frac{kg}{m^3}$$

El volumen dentro del compresor se reparte en 15% de este donde se encuentra el aceite y el otro 75% está libre donde se ubica el gas. Del data sheet se obtiene el volumen de aceite y de aquí se obtiene el volumen libre.

Tabla 5. Datos técnicos del compresor.

Mechanical Data

Oil Charge	180 ml
Oil Type Configuration	ESTER
Oil Type Viscosity	ISO22
Weight	7.24 Kg

$$V_{total} = \frac{V_{oil}}{0,15} = \frac{180 \text{ ml}}{0,15} = 1200 \text{ ml}$$

$$V_{libre} = V_{total} - V_{oil} = 1200 \text{ ml} - 180 \text{ ml} = 1020 \text{ ml} = 0,00102 \text{ m}^3$$

$$m = \rho_{Vapor} \times V = 8,33 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,00102 \text{ m}^3 = 8,50 \text{ g}$$

Hay que tener en cuenta también que el aceite lubricante. Este porcentaje depende de las condiciones de trabajo del compresor, de las condiciones de presión y temperatura a la que entra el gas refrigerante y las condiciones del aceite. Se estima que alrededor de un 6% de la masa de gas refrigerante es absorbida por el aceite y hay que tenerla en el cálculo.

$$m_{aceite} = m_{vilc} \times 0,06 = 8,5 \text{ g} \times 0,06 = 0,51 \text{ g}$$

Masa en ihx

El intercambiador interno que se utilizó en el presente trabajo fue realizado in situ mediante dos tubos concéntricos de diferentes diámetros y de una longitud de 15 cm. Por el tubo interior circula refrigerante que se considera en gran parte en estado líquido y que viene del condensador (se utilizará el mismo porcentaje de líquido-vapor). El diámetro exterior del tubo interior es de 6,35 mm con una pared de 0,76 mm.

El diámetro externo del tubo exterior es de 7,91 mm con una pared también de 0,76 mm. En este caso se usará el mismo void fraction del evaporador.

Tubo interior

La superficie transversal del tubo interior es:

$$S = \frac{\Pi \times \phi^2}{4} = \frac{\Pi \times (0,00483 \text{ m})^2}{4} = 1,83 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$V = S \times L = 1,83 \times 10^{-5} \text{ m} \times 0,15 \text{ m} = 2,745 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Se tiene en cuenta el void fraction de 50%:

$$\rho_{\text{liquido } 45^{\circ}\text{C}} = 1125 \text{ kg/m}^3$$

$$m = \rho_{\text{liquido } 45^{\circ}\text{C}} \times V \times 0,5 = 1125 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2,745 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \times 0,5 = 1,544 \text{ g}$$

$$\rho_{\text{vapor } 45^{\circ}\text{C}} = 57,66 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = \rho_{\text{gas } 45^{\circ}\text{C}} \times V \times 0,5 = 57,66 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2,745 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \times 0,5 = 0,079 \text{ g}$$

Tubo exterior

La superficie transversal del intercambiador exterior por donde circula gas es:

$$S = \frac{\Pi \times (\phi_e^2 - \phi_i^2)}{4} = \frac{\Pi \times (0,00791^2 - 0,00635^2) \text{ m}^2}{4} = 1,75 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$V = S \times L = 1,75 \times 10^{-5} \text{ m} \times 0,15 \text{ m} = 2,621 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Es este caso, se tiene que tener en cuenta que la densidad del gas está referida a vapor sobrecalentado y que es algo menor que la densidad del gas saturado. Esta densidad la obtenemos de la curva de Mollier en los puntos que se pretende que el equipo trabaje. Esta densidad es:

$$\rho_{\text{vapor}} = 8,33 \text{ kg/m}^3$$

$$m = \rho_{\text{vapor}} \times V \times 0,8 = 2,621 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \times 8,33 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,0218 \text{ g}$$

Una vez obtenida la masa de cada una de las secciones, se obtiene la masa total.

$$m_{total} = 117,85 \text{ g}$$

2.9. Elementos del circuito eléctrico de potencia

2.9.1. Dimensionado del interruptor termomagnético

El objetivo del interruptor automático termomagnético es proteger los conductores y los equipos disparando en caso de intensidad de sobrecarga o de corto circuito.

Primero se hallará la corriente máxima del equipo para calcular los equipos de seguridad.

- **Cálculo de corriente del compresor**

En este caso, al conocer el compresor se pueden obtener los datos de la corriente máxima del equipo. Se sabe que dependiendo de las condiciones de trabajo del compresor (temperatura del condensador y del evaporador, cantidad de gas entre otras variables) la corriente consumida por el compresor puede variar. De la siguiente hoja de datos del equipo, se obtiene la corriente máxima que puede soportar el compresor.

Tabla 6. Data sheet compresor EMT37HDP.

Especificaciones técnicas			
Refrigerantes	R-134A	Tecnología de compresión	Hermético a pistón
Rango de trabajo	Media - Alta	Intervalo Aplicación	-15°C à +10°C
Tipo Tensión	Monofásico	Tensión	240 / 1 / 50
Cilindrada	3.4cm ³	Potencia Frigorífica -10°C	173W
Int. Max. Amp.	0.9A	Tipo de Motor	RSIR
Aplicación	Capilar	Conex. aspir. ODF	1/4"
Conex. descar. ODF	3/16"	Puntos de fijación	170 x 70mm
Altura (mm)	158mm	Carga Aceite	0.18l

Como se puede ver en la tabla, la corriente máxima es de 0,9 A.

- **Cálculo de corriente de los forzadores**

La instalación propuesta consta de 1 forzador de aire utilizado en el condensador.

De igual forma que en el caso anterior, se obtiene los datos de corriente del forzador que se instalará en el equipo.

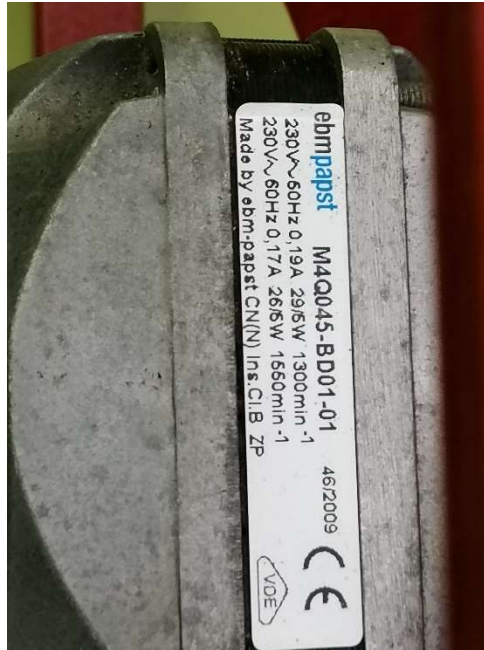


Figura 36. Motor del forzador de aire

La corriente a tener en cuenta en la instalación será de 0,19 A.

- **Cálculo de corriente de la resistencia calefactora**

Para poder cambiar las condiciones de trabajo se utilizará una resistencia calefactora de 350 W. Al igual que en el caso anterior se calculará la corriente que atravesará la resistencia calefactora.

$$I = \frac{P}{U \times \cos \phi} = \frac{350 \text{ W}}{230 \text{ V} \times 1} = 1,52 \text{ A}$$

- **Cálculo de corriente de la electrónica de medición**

Para la electrónica se tendrán en cuenta 10 W. Esto incluirá toda la instrumentación y avisos lumínicos del tablero.

$$I = \frac{P}{U \times \cos \phi} = \frac{10 \text{ W}}{230 \text{ V} \times 0,9} = 0,05 \text{ A}$$

- Resumen de consumos

Tabla 7. Consumo eléctrico de equipos.

Descripción	Corriente (A)
Compresor	0,9
Forzador del condensador	0,19
Resistencia calefactora	1,52
Electrónica	0,05
Total	2,66

Una vez obtenido el consumo total, se pondrá el coeficiente de seguridad y se seleccionarán los elementos de protección.

Para ello, se hallarán los siguientes datos:

- El calibre (In).
- La curva de disparo.

El calibre es la intensidad máxima que un interruptor automático puede dejar pasar sin disparar. Este debe ser ligeramente superior al consumo de carga en condiciones de funcionamiento. Si este es demasiado pequeño pueden producirse disparos intempestivos. Si es demasiado grande (mayor que la intensidad consumida en condiciones normales) el cable o el equipo no está totalmente protegido contra sobre intensidad.

Cada interruptor se caracteriza por una curva de disparo en relación con la intensidad y el tiempo. Estas constan de dos partes:

- Parte de sobrecarga (protección térmica).
- Parte de cortocircuito (protección magnética).

La curva identificada con la letra "C" corresponde al tiempo en función de la intensidad que el cable tarde en dañarse. En tramo de curva "PT", cuanto mayor sea la intensidad, menor será el tiempo de disparo. El tiempo de disparo varía de aproximadamente 1 segundo a varios minutos dependiendo de la corriente. El disparo está garantizado por la unidad de control térmica. Por último, se tiene el tramo de curva "PT". El tiempo de disparo es instantáneo (menos de 10 ms) para una intensidad muy alta. El disparo está garantizado por la unidad de control magnética.

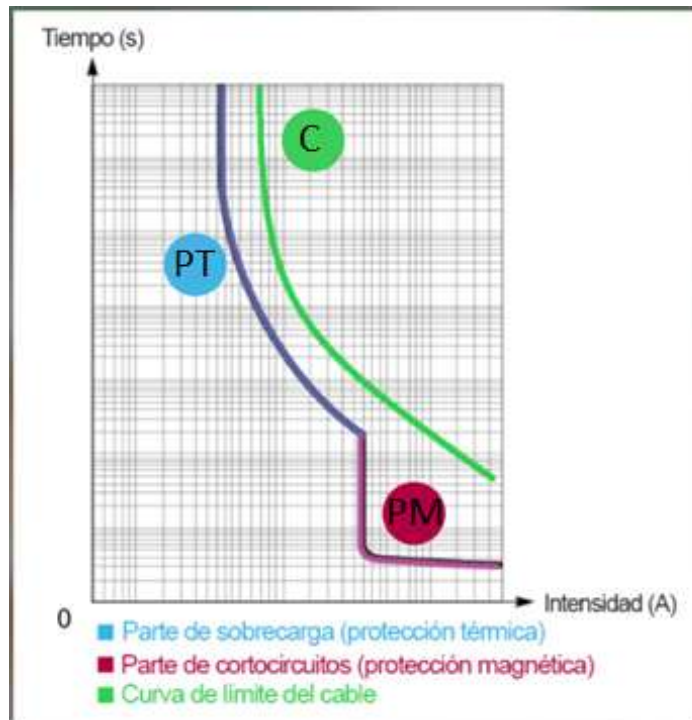


Figura 37. Descripción de las curvas de disparo.

La curva de disparo siempre debe estar por debajo de la curva de límite del cable.

Los 3 tipos de curvas de disparo más destacados para el mismo calibre del interruptor automático según la IEC 60898-1 son:

- Curva B: Utilizada para protección de generador, cables largos. En tales casos, la intensidad de cortocircuito podría ser baja. El umbral magnético es de 3 a 5 de la I_n (Intensidad nominal).
- Curva C: Se utiliza en protección de cables en aplicaciones generales como iluminación, enchufes, etc. Según la IEC 60898-1, el umbral magnético es de 5 a 10 I_n .
- Curva D: Para aplicaciones con alta intensidad de arranque como motores y transformadores. Según la IEC 60898-1 el umbral magnético debe ser de 10 a 20 I_n .

En la siguiente figura se muestran las diferentes curvas.

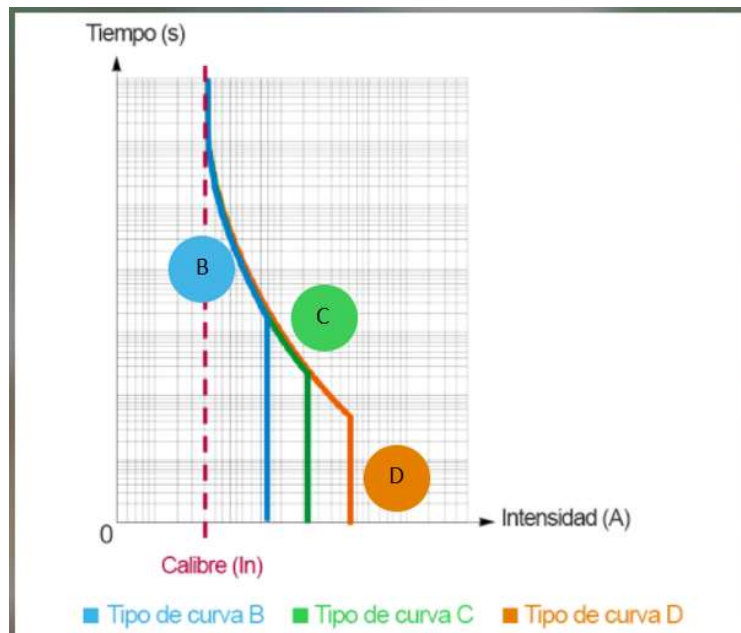


Figura 38. Curvas de disparo.

El último aspecto a tener en cuenta en la selección del interruptor son las 3 zonas de funcionamiento de las curvas de disparo. Estas son:

- Zona de no disparo: con funcionamiento normal del circuito.
- Zona de disparo: con sobreintensidad de valores de sobrecarga a valores de cortocircuito por encima de la curva de disparo que con seguridad dispararán a la unidad de protección.
- Zona intermedia: relacionada con las tolerancias. Aquí es probable que se abra el interruptor automático.

En la siguiente figura se muestran estas 3 zonas mencionadas.

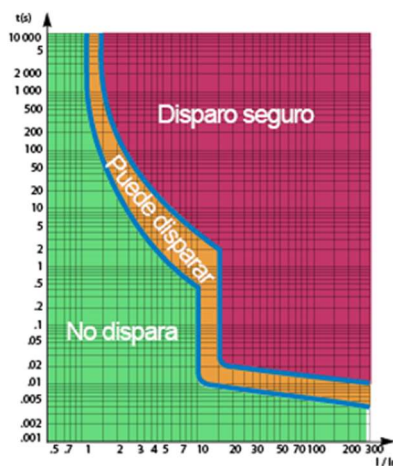


Figura 39. Curvas de disparo.

La norma IEC 60898-1 abarca el sector residencial y donde se determina la zona de disparo y los nombres que se darán a las curvas. (B, C ó D).

La norma IEC 60947-2 está reservada para aplicaciones industriales donde se establece que los interruptores automáticos deben dispararse dentro de un rango de aproximadamente el 20% del valor medio elegido por el fabricante.

Otros aspectos a tener en cuenta son:

- El poder de corte nominal I_{cn} .
- El poder de corte último I_{cu} .

El poder de corte es la intensidad máxima de cortocircuito que el interruptor automático puede interrumpir sin dañarse y sin poner en peligro el entorno. Debe ser al menos igual a la corriente de cortocircuito calculada en el punto de instalación del interruptor automático.

Las condiciones de prueba tanto el I_{cn} para uso residencial como I_{cu} para uso industrial siguen la norma IEC 60898-1 y la IEC 60974-2.

Para calcular la corriente de cortocircuito según normativa, se utilizarán la expresión número 5 que se indica en la guía REBT en su anexo 3.

$$I_{cc} = \frac{0,8 \times U}{R}$$

Donde

I_{cc} : es la intensidad de cortocircuito máxima en el punto considerado

R: resistencia del conductor de fase entre el punto considerado y la alimentación.

U: tensión de alimentación fase-neutro (230 VAC).

Para poder calcular la resistencia de fase utilizamos la expresión 4 de REBT.

$$R_l = \frac{\rho \times L}{S} = 0,018 \frac{\Omega \times mm^2}{m} \times \frac{2 m}{1 mm^2} = 0,036 \Omega$$

Retomado la ecuación para el cálculo de la corriente de cortocircuito se tiene:

$$I_{cc} = \frac{0,8 \times 230 VAC}{0,036 \Omega} = 5,2 kA$$

Con estos datos, se está en condiciones de poder determinar la protección termomagnética.

La selección del equipo será:

- Línea Acti 9 iC60L (código producto: A9F94204)

Los datos del equipo son:

- Inc: 100 kA @ 230 Vac 50/60Hz
- In: 4A
- Curva tipo: C



Figura 40. Interruptor termomagnético seleccionado.

2.9.2. Dimensionado del interruptor diferencial

Un interruptor diferencial es un equipo de protección para las personas que se colocan en las instalaciones eléctricas. Este se desconectará en forma automática cuando exista una desviación a tierra mayor que su sensibilidad. Las normas utilizadas por estos equipos están de acuerdo con la IEC 61008-2-1, IEC 62423.

En este caso teniendo en cuenta los datos calculados anteriormente, se selecciona un interruptor diferencial siguiente:

- Acti9 iID Residual Current Circuit Breaker – 2P, corriente nominal 16A – sensibilidad 30 mA, clase de AC.



Figura 41. Interruptor diferencial.

2.9.3. Dimensionado de cables

Dependiendo del consumo de cada uno de los elementos se tendrán diferentes tamaños de cables. Para unificar el tamaño del cable del tablero se decidió utilizar la sección nominal.

Las consideraciones que se tuvieron en cuenta fueron el consumo total y la resistencia mecánica que debe tener la instalación ya que será utilizada como material didáctico.

Teniendo en cuenta la corriente nominal I_n en el cable a utilizar es de 1 mm².

Tabla 8. Intensidad eléctrica admisible por diámetro de cable.

Cable Flexible para tendidos en cañerías; tipo H07V-K

450 / 750 V

IRAM NM 247-3

Características técnicas

Sección nominal	Diámetro máx. de alambres del conductor	Espesor de aislación nominal	Diámetro exterior aprox.	Masa aprox.	Intensidad de corriente admisible en cañerías (3)		Caida de tensión (4)	Resistencia Eléctrica máxima a 20°C y c.c.
					(1)	(2)		
mm ²	mm	mm	mm	kg/km	A	A	V/A km	ohm/km
0,75	0,21	0,6	2,3	11	9	8	50	26
1,0	0,21	0,6	2,5	15	11,5	10,5	37	19,5
1,5	0,26	0,7	3,0	20	15	13	26	13,3
2,5	0,26	0,8	3,6	31	21	18	15	7,98
4	0,31	0,8	4,1	45	28	25	10	4,95
6	0,31	0,8	4,7	63	36	32	6,5	3,30
10	0,41	1,0	6,0	107	50	44	3,8	1,91

2.10. Resumen del material seleccionado

Tabla 9. Listado de materiales sin valorar

Item	Descripción	unidad	cantidad
Circuito eléctrico / electrónico			
1	Cable 1 mm ²	m	5
2	Interruptor termomagnético	uni	1
3	Interruptor diferencial	uni	1
4	Enchufe 2+T	uni	1
5	Placa Arduino + display	uni	1
6	NTC	uni	8
7	Resistencia 22 kohm	uni	8
8	Proto – board 10 cm x 10 cm	uni	1
9	Toma corriente	uni	1
10	Tablero Plastico	uni	1
11	Borneras (tiras de 10 pines)	uni	2
12	Resistencia calefactora 500W	uni	1
Circuito frigorífico			
13	Motocompresor hermético	uni	1
14	Caño de cobre 1/4"	m	4
15	Condensador	uni	1
16	Evaporador	uni	1
17	Capilar (2m)	uni	1
18	Válvula de corte	uni	3
19	Forzador de aire	uni	1
20	Filtro deshidratador	uni	1
21	Tanque acumulador	uni	1
22	Mirilla	uni	3
23	Gas R134a	g	200
24	Manómetro 0-8 bar	uni	1
25	Manómetro 0-35 bar	uni	1
26	Aislamiento térmico	m	2
Banco de montaje			
26	Estructura de perfil metálica 25x25x1,5	m	4
27	Madera contrachapado 0,30 x 0,60	m ²	0,18
28	Manijas	uni	2

Procedimiento de armado



1. Procedimiento de armado

El equipo completo constará de una estructura metálica en donde se montarán todos los componentes para que el equipo pueda ser portátil.

1.1. Montaje de la estructura

La estructura es la primera parte del montaje. Se utiliza una estructura metálica de un perfil de cuadrado de 25x25x1 mm. También se añaden dos manijas las cuales ayudarán al transporte del equipo.

Una vez armada la estructura y colocadas las tapas de apoyo, se realizan los orificios en donde irán sujetos los diferentes elementos del equipo.



Figura 42. Estructura metálica

1.2. Montaje del circuito frigorífico

Una vez que se tiene la estructura metálica finalizada se monta el circuito de refrigeración. En dicha estructura se montará un compresor, el condensador y el evaporador.

El compresor seleccionado es un motocompresor hermético de la empresa Embraco. El mismo es de una cilindrada 3,4 cc, 220-240 VAC que trabaja con R134a. La potencia frigorífica es de 173W a -10°C.



Figura 43. Compresor seleccionado

El condensador que se emplea en el equipo es un condensador como el de la siguiente figura. La disposición de los tubos es en tresbolillo con 14 tubos aleteados con tubos de 7,7 mm de diámetro.



Figura 44. Condensador seleccionado.

El evaporador es un serpentín de cobre sumergido en propilenglicol 45% en un recipiente de PVC.



Figura 45. Evaporador.



Figura 46. Circuito frigorífico montado.

2. Procedimiento de prueba de estanqueidad

Una vez realizadas todas las soldaduras correspondientes, se procede a verificar que ninguna de ellas tenga un poro. Según el reglamento de seguridad para plantas e instalaciones frigoríficas MI-IF-010 (estanqueidad de los elementos de un circuito frigorífico) se debe verificar que haya estanqueidad a las siguientes presiones:

- Circuito de alta: 19,13 kg/cm²
- Circuito de baja: 11,17 kg/cm²

Por razones operativas, la prueba de estanqueidad se realizó a 7 barg. Se comprobó que no pierda ninguna soldadura y se comprobó que la presión en el manómetro no bajaba durante el un tiempo que tardó la revisión. El fluido utilizado para esta prueba de estanqueidad fue nitrógeno. (N₂)



Figura 47. Prueba de estanqueidad.

3. Procedimiento de limpieza del circuito de refrigeración

Los principales contaminantes que aparecen en el circuito de refrigeración son:

- Aire
- Agua
- Óxidos
- Partículas sólidas

Dentro del circuito frigorífico, el único producto que debe existir es el refrigerante. Todos los demás se consideran contaminantes.

Al ser una primera instalación, el sistema se pone en contacto con el ambiente y es necesario hacer un buen vacío que garantice la ausencia de humedad y aire en el sistema.

La humedad obstruye el funcionamiento adecuado del compresor y del sistema de refrigeración. También el aire y la humedad reducen la vida útil del sistema, aumentan la temperatura de condensación, originan altas presiones y temperaturas de descarga lo que afecta a las propiedades del aceite lubricante y aumenta el riesgo de formación de ácidos afectando a los elementos del compresor.

Después de que no se hayan detectado fugas, se procede a la realización de vacío hasta llegar a 0,67 mbar. Para ello se utiliza una bomba de vacío como la de la siguiente figura.



Figura 48. Bomba de vacío.

La conexión de los manómetros (en este caso de 3 entradas que es que se encuentra disponible en el taller), la bomba de vacío y el equipo de refrigeración es como se muestra en la siguiente figura. La manguera amarilla se conecta a la bomba de vacío mientras la manguera azul se conecta al lado de baja del compresor. La manguera roja es para la conexión del lado de alta presión, pero en este caso no se usará por lo que la válvula se mantendrá cerrada.

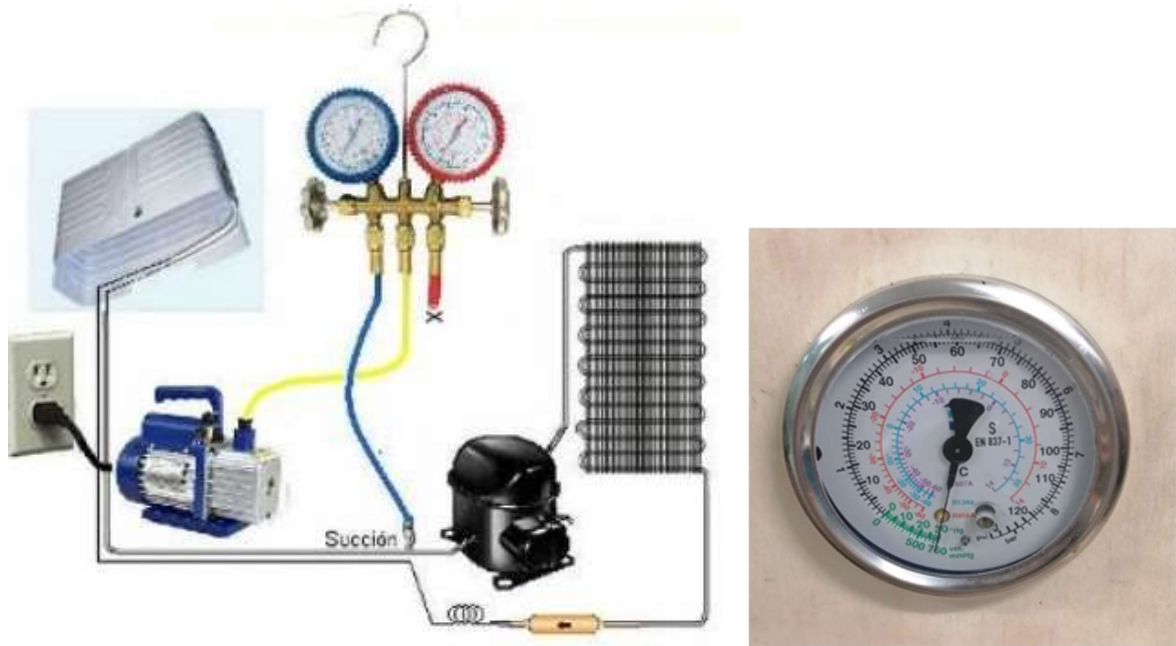


Figura 49. Conexión bomba de vacío.

Luego se debe aislar la bomba y esperar aproximadamente 30 minutos. Si la presión sube rápidamente entonces el circuito tiene fugas y se debe volver al comienzo reparando la fuga y realizar la prueba de estanqueidad.

Si la presión aumenta lentamente y se estabiliza, el circuito contiene humedad. Se debe hacer un barrido con nitrógeno y repetir el vacío.

4. Carga de gas refrigerante R134a

Una vez que se comprobó que no hay pérdida y el circuito está limpio se procede a la carga de gas refrigerante R134a. Se utilizará para ello el siguiente material:

- Juego de manómetros y mangueras
- Báscula
- Botella de gas R134a.



Figura 50. Equipo de carga de refrigerante.

La instalación de mangueras entre la botella de gas, manómetros y el equipo de refrigeración sigue como la siguiente figura:

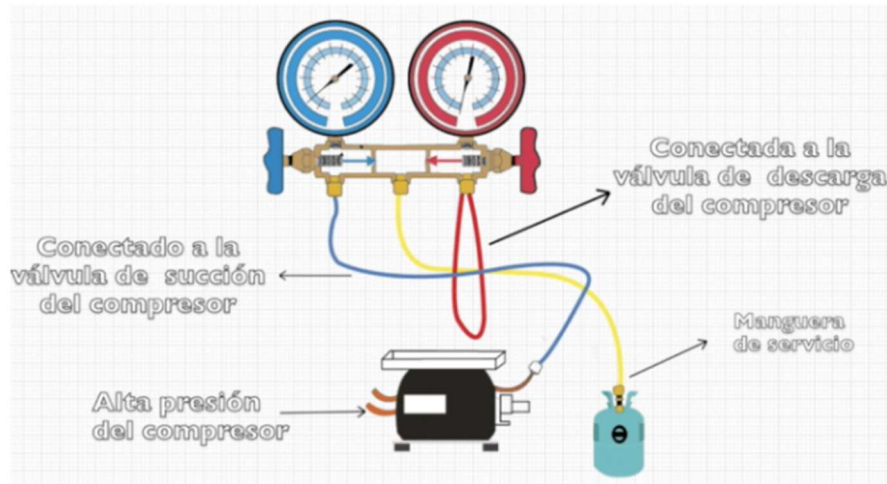


Figura 51. Esquema de conexión botella-manómetro-compresor.

Una vez realizado el vacío y comprobado que no haya fugas ni humedad, se procede a cerrar la válvula azul (la válvula roja ya estaba cerrada). La manguera amarilla se desconecta de la bomba de vacío y se conecta a la botella de R134a.

Como al hacer el cambio de conexión de la bomba de vacío a la botella entró aire que contiene humedad se debe hacer un pequeño barrido desconectando parcialmente la manguera amarilla del lado de los manómetros y abrir parcialmente la botella para que el gas ocupe el lugar del aire. Cuando se estime que esto haya sucedido, se procede a ajustar nuevamente la manguera amarilla.

Luego abrir ligeramente la válvula azul y poner en funcionamiento el compresor. El compresor comenzará a aspirar el gas y lo introducirá en el circuito de refrigeración. Como muestra la figura siguiente, la botella debe estar boca arriba y sobre la báscula. Por un lado, se va pesando la cantidad de gas que se introduce. El refrigerante debe entrar en estado gaseoso porque entra en el lado de succión del compresor y no es una mezcla de diferentes gases.

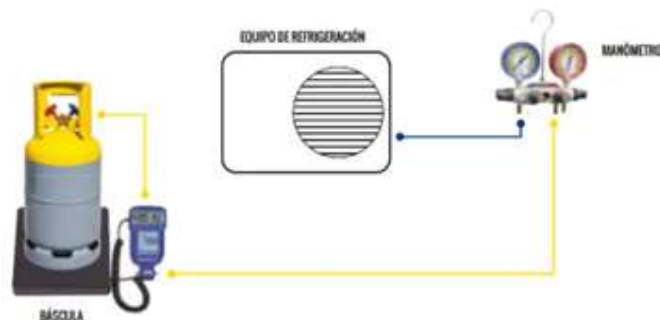


Figura 52. Esquema de conexión botella-báscula-manómetro-compresor.

La carga de gas estará completada cuando en los manómetros de alta y de baja se ajusten a las presiones de diseño del equipo. Tener en cuenta que la carga debe ser progresiva para dejar que el gas vaya circulando.

5. Montaje del circuito de medida

5.1. Sistema de medida

Para la toma de medidas y visualización de datos, dada la practicidad, se utilizará el sistema Arduino, manómetros y multímetro.

Las variables de proceso necesarias para el análisis de datos son:

- Temperatura
- Presión
- Corriente
- Tensión

Esta toma de datos se realizará con el siguiente equipamiento:

Variable: temperatura

Para la toma de medidas de esta variable será mediante el sistema Arduino. El modelo de sensor seleccionado es un NTC. Son 8 puntos de temperatura ubicados en:

- Entrada del condensador.
- Salida del condensador.
- Entrada de IHX fluido caliente.
- Salida de IHX fluido caliente.
- Salida evaporador.
- Entrada evaporador.
- Salida evaporador / Entrada IHX fluido frío.
- Temperatura glicol.

Para la medición de la temperatura del propilenglicol y de los distintos puntos de medición se utilizará el mismo sensor. El sensor de temperatura que se utilizará es un termistor de 10 kohm como el de la figura.



Figura 53. Sensor de temperatura NTC.

El sensor termistor utilizado para medir de temperatura es un óxido de semiconductor con coeficiente negativo de temperatura. Esto significa que al aumentar la temperatura baja la resistencia según la figura siguiente. Se debe tener en cuenta que en esta figura se muestran dos curvas, la de un termistor NTC (con coeficiente negativo) y un termistor PTC (con coeficiente de temperatura positivo).

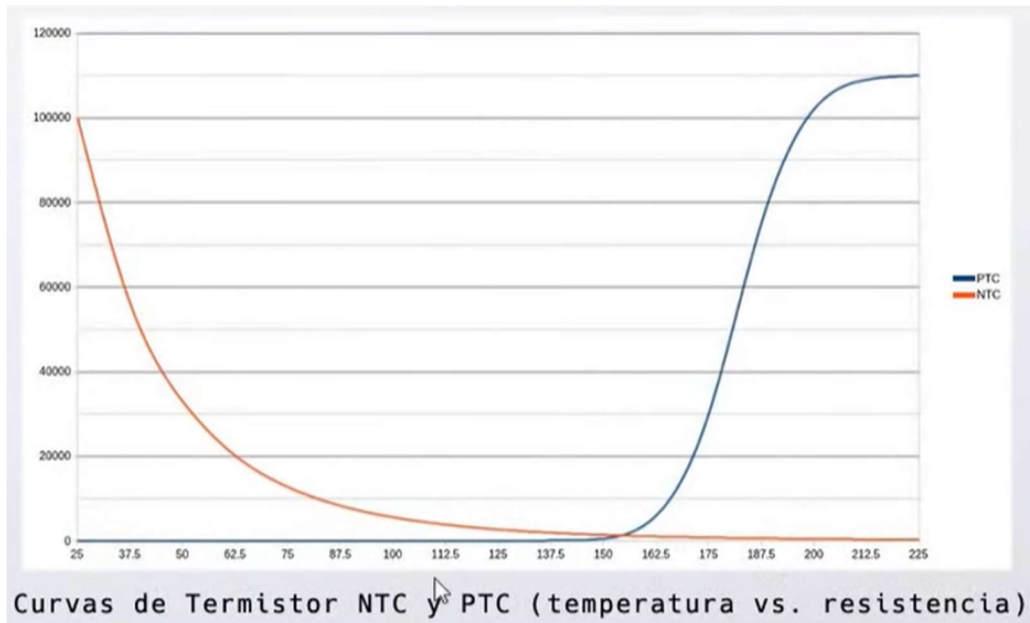


Figura 54. Sensor de temperatura NTC.

El NTC utilizado no puede conectarse directamente a la placa de Arduino. Sino que se utilizará un divisor de tensión. El circuito que se aplicará será el siguiente:

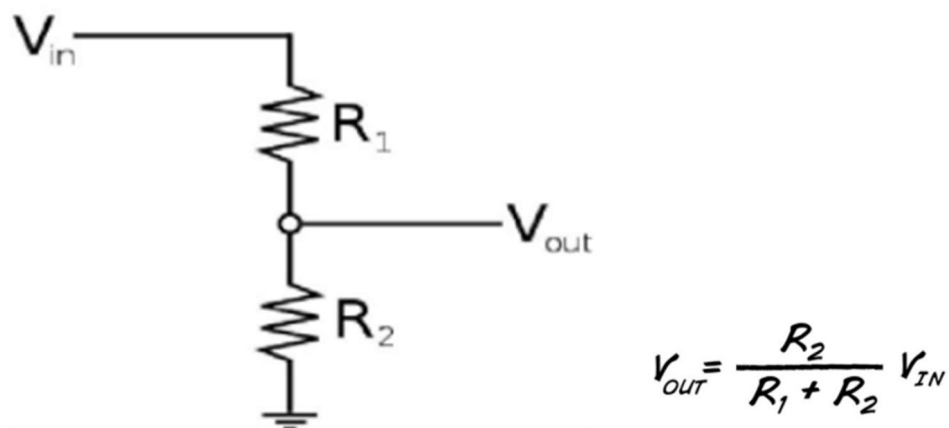


Figura 55. Divisor de tensión.

Donde R_1 es el termistor en este caso de 10 Kohm y para R_2 se utilizará una resistencia de 22 kohm.

Para transformar el valor de la resistencia del termistor que no es lineal en un valor de temperatura, se utilizará la ecuación de Steinhart-Hart y que es la siguiente.

$$\frac{1}{T} = A + B \times \ln(R) + C \times [\ln(R)]^3$$

Donde:

T: temperatura (en grados Kelvin).

R: valor de la resistencia en ohm.

A,B,C: coeficientes de Steinhart-Hart.

Los valores de los coeficientes A, B, y C se obtienen de la página siguiente:

<https://www.thinksrs.com/downloads/programs/Therm%20Calc/NTCCalibrator/NTCCalculator.htm>

Donde se introduce el valor del termistor, en este caso 22 kohm. Y el programa nos calcula los coeficientes A, B y C. Estos son:

A: 2.108508173

B: 0.7979204727

C: 6.535076315

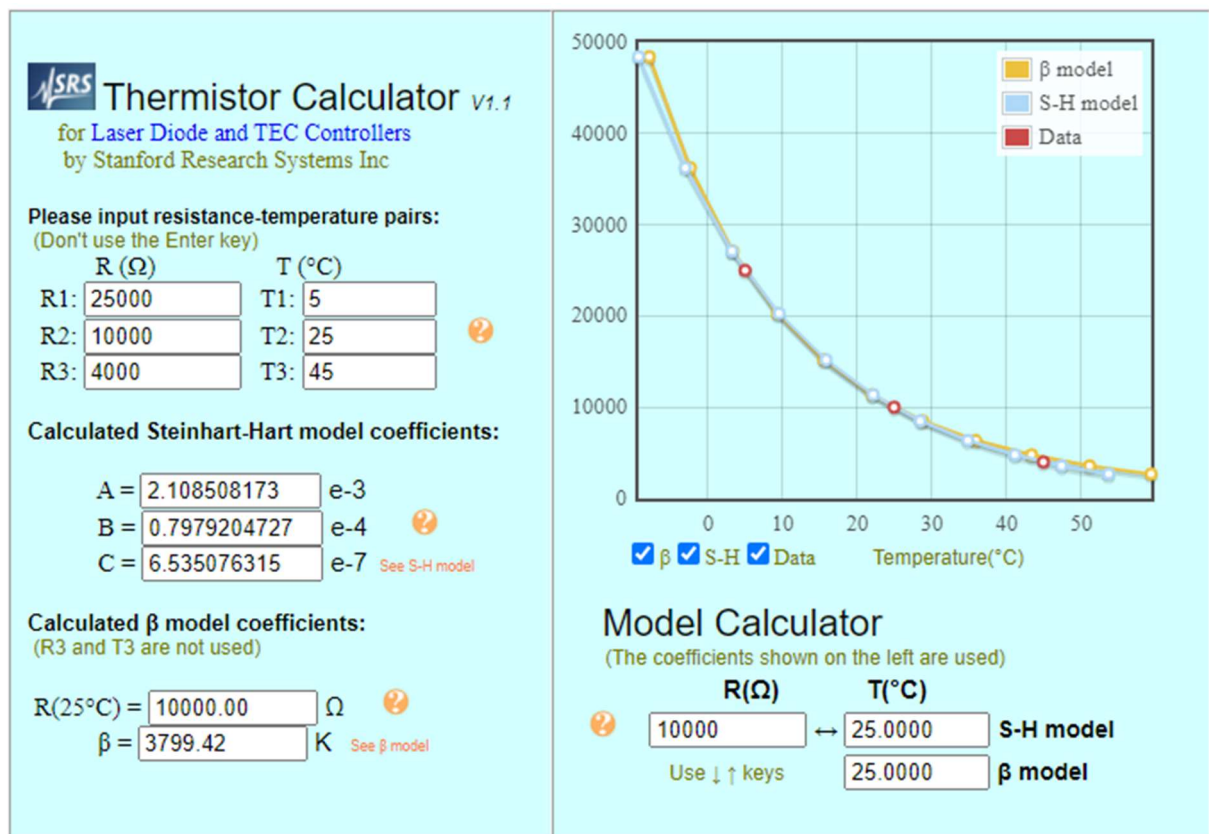


Figura 56. Curva del termistor, resistencia en función de la temperatura.

Los datos son mostrados en un display de 20 caracteres y 4 líneas mediante una placa Arduino modelo MEGA2560 como se muestra en la siguiente figura. El programa se encuentra en el anexo sección 15.2



Figura 57. Placa MEGA2560 y display 20x4.

En caso de querer realizar una ampliación en las variables del equipo del equipo, se deja el programa de medición en el anexo.

Variable: presión

Para la medición de la variable presión se instala 2 manómetros para refrigeración con dos rangos diferentes de presión. El manómetro de la izquierda de 0-8 barg y el manómetro de la derecha para medir el tramo de alta presión de 0-35 barg como se muestra la siguiente figura.

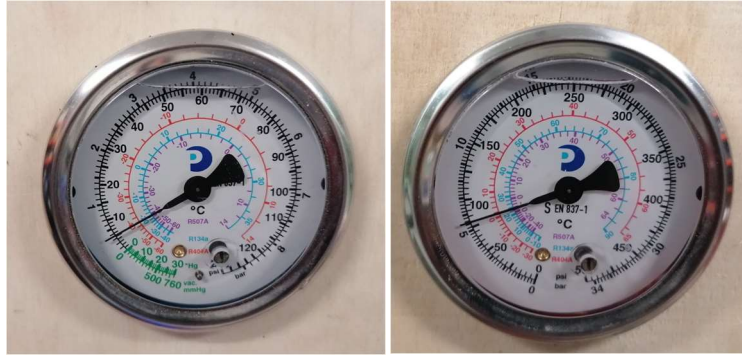


Figura 58. Manómetro.

Variables: Potencia, tensión e intensidad

La medición de las variables de potencia, tensión e intensidad se realiza mediante un multímetro modelo PZEM-061 como el de la siguiente foto. Se colocarán dos multímetros para medir:

- En la resistencia eléctrica: corriente y tensión
- Compresor: corriente y tensión



Figura 59. Multímetro.

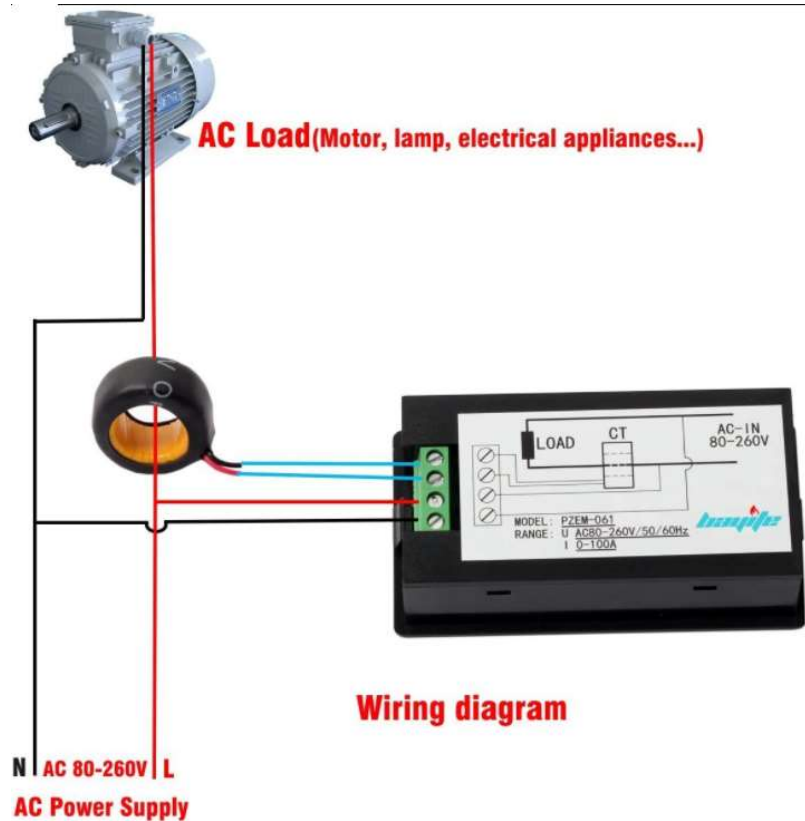


Figura 60. Conexión del multímetro.

6. Montaje del circuito eléctrico.

6.1. Circuito RSIR.

El montaje eléctrico se debe seguir según el plano en que se encuentra en el anexo ítem 1.4 con los componentes seleccionados en capítulos anteriores. Cabe mencionar que el sistema de arranque y seguridad del compresor depende del modelo de compresor y sistema con el que venga. En este caso, el compresor viene con el sistema RSIR (Resistant Start induction run).

Este sistema de arranque incorpora un termistor PTC como equipamiento de arranque. Además, posee un protector térmico.

El diagrama de funcionamiento interno del sistema de arranque es el que se muestra en la figura siguiente.

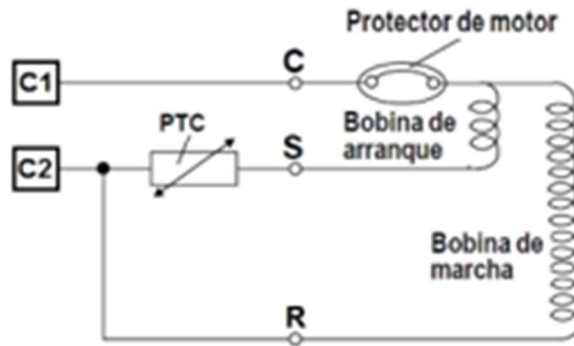


Figura 61. Sistema de arranque RSIR.

El relé PTC realiza la misma función que el relé de corriente, pero de una manera totalmente distinta. La tecnología de estado sólido (algunos materiales cerámicos) tienen la singular propiedad de incrementar su resistencia a medida que son calentados por acción de la corriente que los atraviesa.

El relé PTC usa un termistor de coeficiente de temperatura positivo para quitar del circuito la bobina de arranque o el capacitor de partida. Un dispositivo de estado sólido PTC se coloca en serie con la bobina de arranque y generalmente posee una resistencia muy baja.

En el momento del arranque del motor, cuando la corriente comienza a circular por la bobina de arranque, la resistencia del PTC rápidamente comienza a subir a valores muy altos reduciendo dramáticamente la corriente hacia la bobina de arranque, eliminando la alimentación eléctrica hacia dicha bobina o devanado. La corriente remanente que atraviesa la bobina de arranque es lo que mantiene caliente el PTC.

El protector térmico de un refrigerador es un dispositivo cuya única función es proteger al motor dentro del compresor. Si por algún motivo el amperaje que consume el compresor aumenta, la resistencia del protector térmico se calentará y se pondrá al rojo vivo. En ese momento, la lámina bimetálica se arqueará en sentido contrario a los platinos, como consecuencia del calor. Por este motivo, se abrirá el circuito y se interrumpirá la corriente. En cuanto la lámina se enfríe, volverá a su tamaño original por lo que los platinos se conectarán nuevamente permitiendo el paso de la corriente. El protector térmico funciona como un fusible de temperatura.

En la siguiente figura se muestra como quedaría el montaje eléctrico.

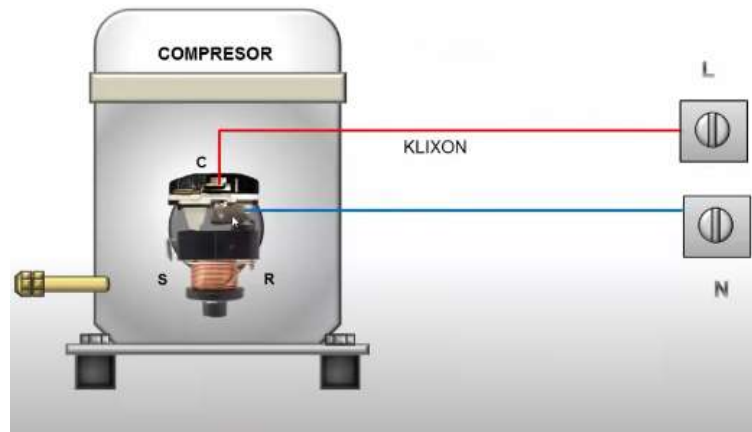


Figura 62. Conexión eléctrica al compresor.

6.2. Resistencia eléctrica y variador de tensión.

Para generar carga térmica se utiliza una resistencia de 350 W/230 V como se muestra en la siguiente figura.



Figura 63. Resistencia eléctrica.

Con el objetivo de poder modificar la potencia de la resistencia, se instala junto con ella un dimmer. Con este conjunto de elementos se puede variar la carga térmica y así poder mantener a una temperatura estable deseada para luego tomar mediciones.

El dimmer instalado es como el siguiente.



Figura 64. Dimmer.

La conexión eléctrica es muy sencilla según la figura siguiente. La variación de la tensión y por consiguiente la regulación de la potencia se hace modificando la posición de la perilla.

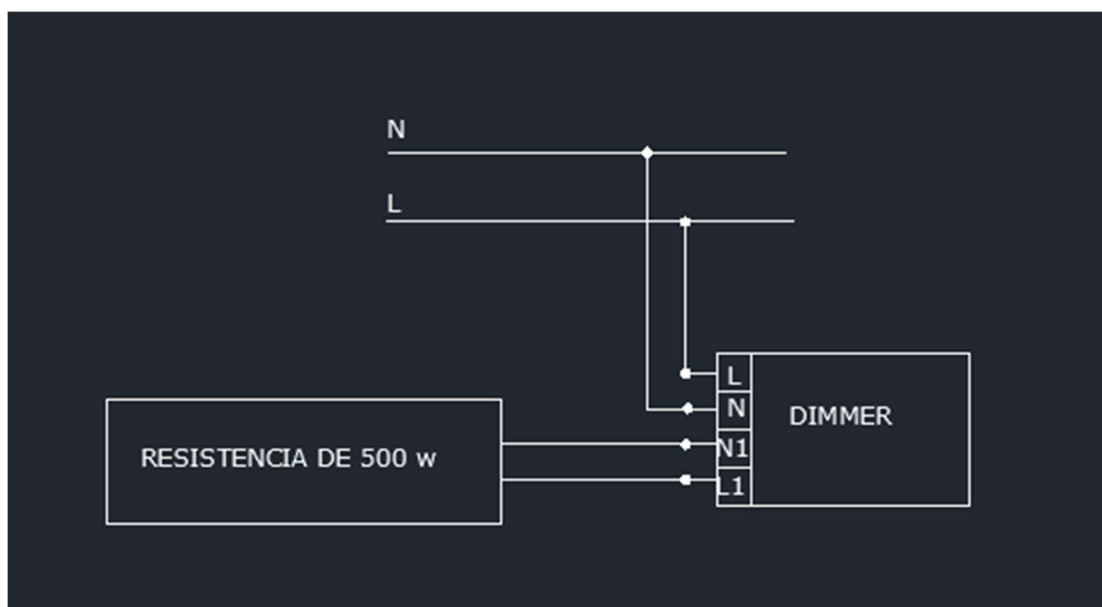


Figura 65. Dimmer.

7. Montaje del aislamiento térmico.

Finalizadas las tareas de estanqueidad e instalación de los sensores de temperatura NTC, se procede al aislamiento térmico de las tuberías. Para ello se utilizará manguera de espuma como la siguiente figura.



Figura 66. Manguera de espuma.

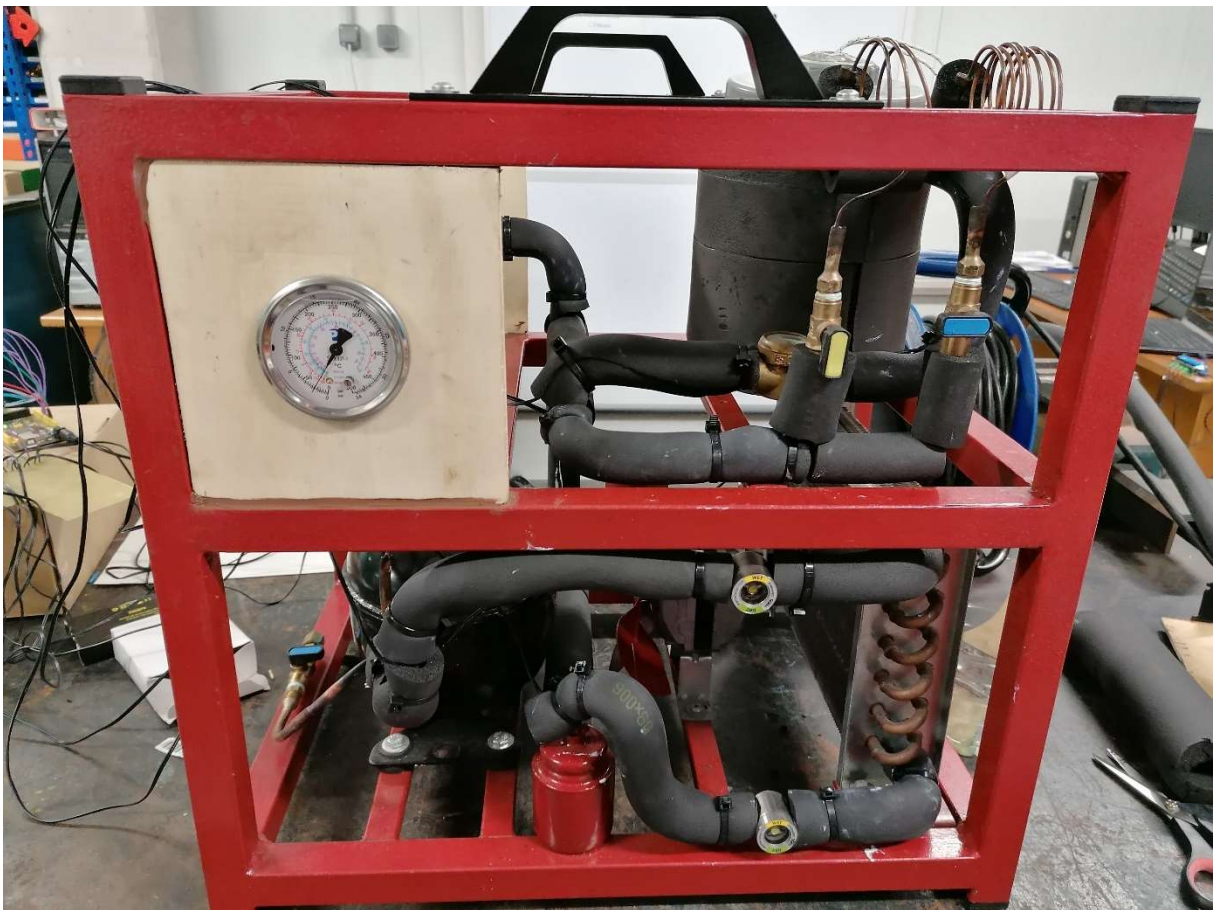


Figura 67. Circuito frigorífico aislado.

Ensayo del sistema



1. Ensayo del equipo

Una vez finalizado el montaje del equipo, se procede a probar el equipo. Para ello mediremos la potencia que desarrolla el compresor, la potencia del evaporador y si llega a los valores previos calculados.

Con estos datos hallaremos el COP y compararemos todos los resultados de laboratorio con los resultados hallados en forma teórica.

El circuito de refrigeración consta del siguiente material.

- Compresor.
- Condensador
- Evaporador
- 2 capilares diferentes
- IHX
- 2 válvulas para comandar los serpentines
- 2 manómetros, uno de alta y otro de baja presión

La figura siguiente muestra un esquema resumido del circuito.

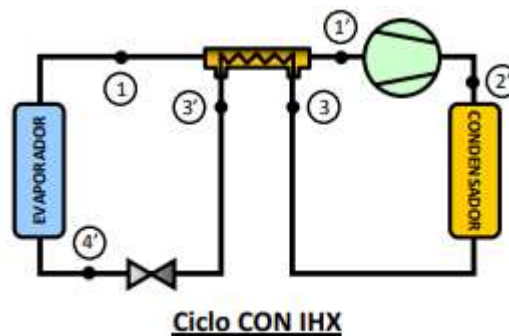


Figura 68. Circuito simple con IHX

El procedimiento del ensayo es el siguiente:

Se enciende el equipo y se busca que la temperatura del recipiente del glicol se estabilice a dos temperaturas diferentes para las cuales fue diseñado el equipo. Una de ellas es a 0°C y la otra es a -10°C. Estas dos temperaturas se logran estabilizar a través de una resistencia calefactora sumergida dentro del recipiente con glicol y la potencia de esta resistencia se modifica a través de un dimmer.

Una vez que todas las variables están estabilizadas se procede a tomar los datos.

En la siguiente tabla se recolectan todos los datos de las variables obtenidas para luego poder emitir una conclusión.

2. Tabla de datos del ensayo

A continuación, se exponen los datos obtenidos de dos ensayos para lo que fue diseñado el equipo. Igualmente, al poder modificar la presión de evaporación y la carga térmica se pueden realizar en el futuro otros ensayos.

En la siguiente tabla se muestran las temperaturas obtenidas en los 2 ensayos propuestos.

Tabla 10. Temperaturas obtenidas

Circuito	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
1 (0°C)	39,1	22,7	22,1	17,1	-11,5	-11,7	0	20,1
2 (-10°C)	37,1	21,6	20,8	14,2	-15,8	-15,6	-10	19,7

Los datos obtenidos son del display donde la placa Arduino envía los datos.



Figura 69. Display con datos circuito 1.



Figura 70. Display con datos circuito 2.

La presión de alta y la presión de baja se muestra en la tabla N°11.

Tabla 11. Presiones

Circuito	Presión de alta	Presión de baja
	barg	barg
1 (0°C)	6	1,1
2 (-10°C)	6	0,35

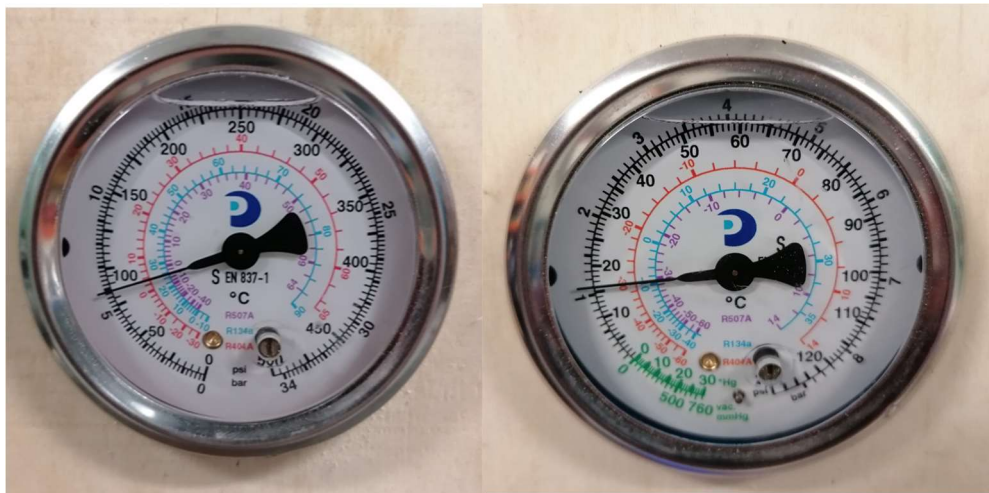


Figura 70. Manómetros circuito 1.

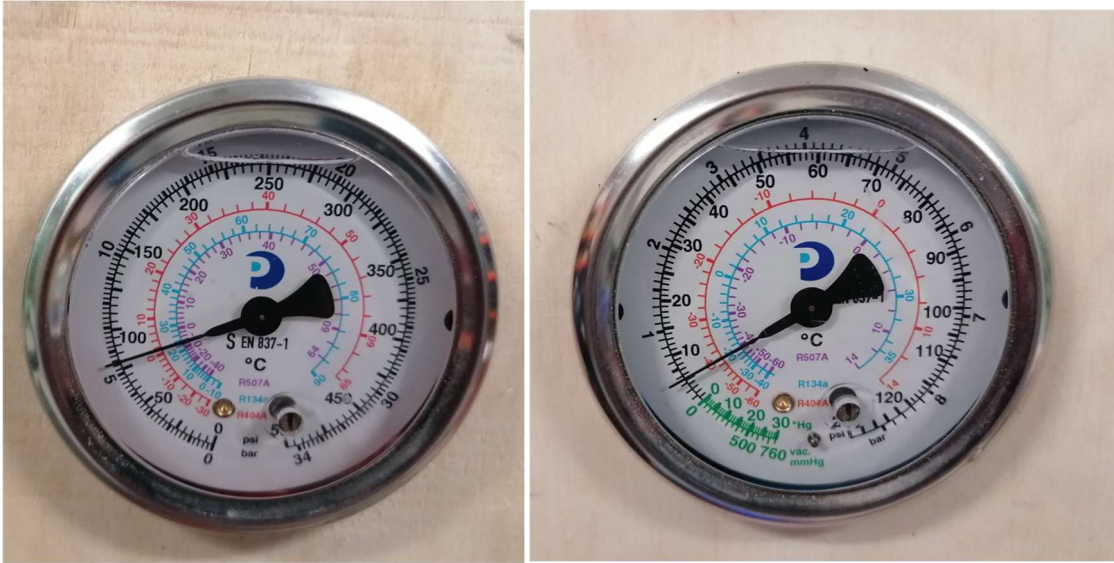


Figura 71 Manómetros circuito 2.

La potencia del compresor se obtiene del multímetro instalado.

Tabla 12. Datos del compresor

Circuito	Potencia W	Tensión V	Corriente A
1 (0°C)	92,1	225	0,64
2 (-10°C)	88,7	224	0,63

Circuito 1

Circuito 2

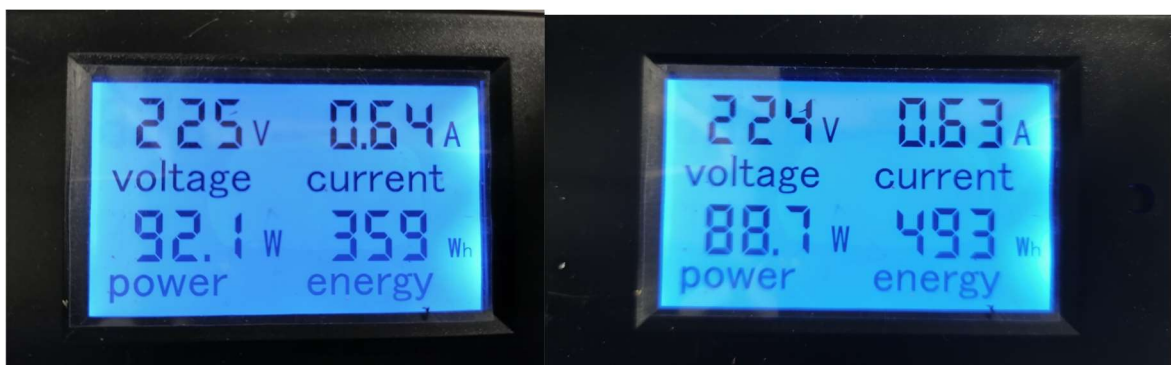


Figura 72 Multímetro del compresor.

La tabla de datos obtenida es la potencia absorbida por la resistencia. Estos datos son los siguientes:

Tabla 13. Datos de la resistencia

Circuito	Potencia	Tensión	Corriente
	W	V	A
1 (0°C)	103.3	126	0,82
2 (-10°C)	30,9	68	0,45

Circuito 1

Circuito 2

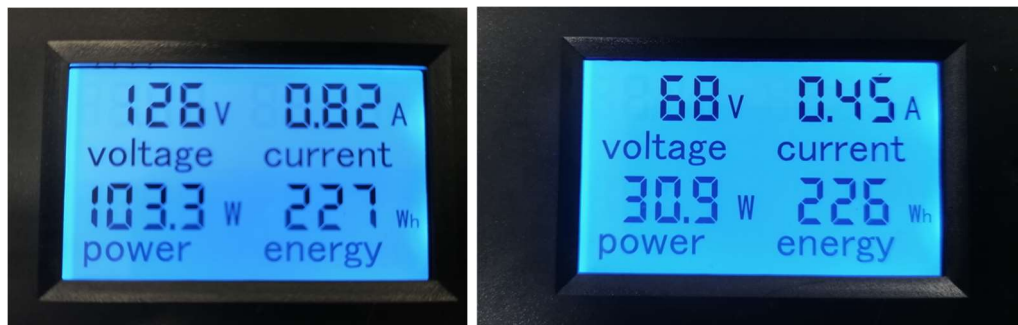


Figura 73 Multímetro de la resistencia

Tabla 14. Temperatura del aire antes y después en el condensador

Circuito	Temperatura de entrada	Temperatura de salida
	°C	°C
1 (0°C)	22,8	24,4
2 (-10°C)	23,6	22,3

3. Conclusiones

- Con los cálculos desarrollados en el presente trabajo y datos obtenidos en el ensayo de cada uno de los circuitos se puede decir que se ha alcanzado el objetivo. El circuito uno alcanza la temperatura de 0°C y el circuito 2 alcanza una temperatura de enfriamiento de -10°C.
- A su vez, se comprueba que el compresor trabaja en el rango de consumo de potencia de la curva mencionada en el data sheet.

- Los datos relativos al COP se muestran en la tabla siguiente. Se puede comprobar que a menor temperatura de enfriamiento mayor es el COP. El diseño original fue desarrollado para enfriar a 0°C el glicol.

Tabla 15. COP

Circuito	COP
1 (0°C)	1,12
2 (-10°C)	0,35

- Al ser mucho más grande el condensado que lo calculado, el fluido baja mucho la temperatura la salida entrando a cerca de los 40°C y saliendo alrededor de los 22°C.
- El rendimiento del IHX utilizando el circuito 1 ronda el valor del 23% y del circuito 2 es del orden del 11,46%. Los motivos del menor rendimiento al calculado es que la longitud posible es menor a la calculada debido a la dimensión disponible y que dentro del IHX no hay una sola fase como fue calculado el intercambiador.

Pliego de condiciones



1. Pliego de condiciones

1.1. Materiales y componentes

Compresor

El modelo de compresor que se utilizará será un compresor a pistón alternativo hermético para uso doméstico. El mismo tiene que alcanzar una potencia frigorífica mínima prevista de 173W. El mismo será alimentado con una tensión de 220VAC-240VAC – 50HZ. El gas refrigerante será R134a.

El compresor debe poder trabajar a una temperatura de evaporación de -20°C y a una temperatura de condensación de 50°C.

El equipo debe incluir un termostato de seguridad para cortar en caso de que un exceso de corriente eleve la temperatura con el riesgo de avería.

El compresor deberá cumplir con la normativa UN12900

Evaporador

El evaporador debe ser un serpentín circular de cobre mínimo de 173W de potencia frigorífica mínima prevista. El mismo deber poder transferir esa potencia con y sin forzador de aire.

Debe tener un forzador de aire que se pueda alimentar con 220 VAC – 240 VAC 50 Hz.

La construcción deberá ser con tubo de cobre para poder ser soldado al resto de la instalación.

Condensador

El condensador debe poder transferir un mínimo de 173W de potencia frigorífica mínima prevista. El mismo deber ser capaz de transferir esa potencia con y sin forzador de aire.

Debe tener un forzador de aire que se pueda alimentar con 220 VAC – 240 VAC 50 Hz.

La construcción deberá ser con tubo de cobre para poder ser soldado al resto de la instalación.

Tubería

La tubería deberá ser de cobre frigorífico desnudo según la norma 12735-2001 de ¼” con un grueso de pared de 0.8mm

Presupuesto



1. Presupuesto

En la presente sección, se presupuesta el diseño y construcción del banco utilizado para el análisis de diferentes variables y que se dejará montado para que alumnos puedan utilizarlos en diferentes prácticas. Se debe tener en cuenta los precios son obtenidos sin descuento a modo de presupuesto. Por lo que pueden variar según el acuerdo que se tenga con el vendedor.

Tabla 16. Listado de materiales valorados

Item	Descripción	unidad	coste €	cantidad	coste total €
Circuito eléctrico					
1	Cable 1 mm ²	m	0,30	5	1,5
2	Interruptor termomagnético 16A - Schneider	uni	12	1	12
3	Interruptor diferencial 16A schneider 16A - 300mA	uni	25	1	25
4	Enchufe 2+T	uni	8	1	8
5	Placa Arduino + display	uni	65	1	65
6	NTC	uni	6	8	48
7	Resistencia 22 kohm	uni	0,1	8	0,8
8	Multímetro	uni	15	2	30
9	Toma corriente	uni	14,86	1	14,86
10	Tablero eléctrico	uni	32,99	1	32,99
11	Borneras	uni	1	2	2
12	Piloto luminoso	uni	23,44	1	23,44
13	Selector con maneta	uni	21,81	1	21,81
Circuito frigorífico					
14	Motocompresor hermético	uni	120	1	120
15	Caño de cobre 1/4" (15 mts)	m	2,40	2	4,80
16	Codo 90º 1/4"	uni	1,02	8	8,16
17	Tubo capilar	m	4,48	2	8,96
18	Racor de cobre 1/4"	uni	0,93	4	3,72
19	Condensador	uni	115	1	115
20	Evaporador	m	5,60	2	11,20
21	Intercambiador IHX	uni	1	1	8,60
22	Válvula de corte	uni	3,40	3	10,20
23	Filtro deshidratador	uni	5,60	1	5,60
24	Separador de aceite	uni	7.40	1	7,40
25	Mirilla	uni	3,60	3	7,20
26	Botella de Gas R134a	g	0,106	200	21,20
27	Manómetro 0 - 35 bar	uni	54	1	108
28	Manómetro 0-8 bar	uni	54	1	80
29	Manguera aislante de espuma	uni	8	2	16
30	Forzador de aire	uni	25	1	25
31	Tanque acumulador	uni	8	1	8

32	Varilla soldadura Cu/Ag 5%	uni	0,92	3	2,76
Banco de montaje					
33	Estructura de perfil metálica 25x25x1,5	m	20	4	80
34	Madera contrachapado 1x1 + 0,8x1	m ²	10	0,18	1,8
35	Manijas	uni	2	2	4
Mano de obra					
36	Oficial frigorista 1º	hs.	15	4	60
37	Oficial Eléctrico	hs.	15	4	60
38	Oficial Mecánico	hs.	15	4	60
Coste total:					1.043 €

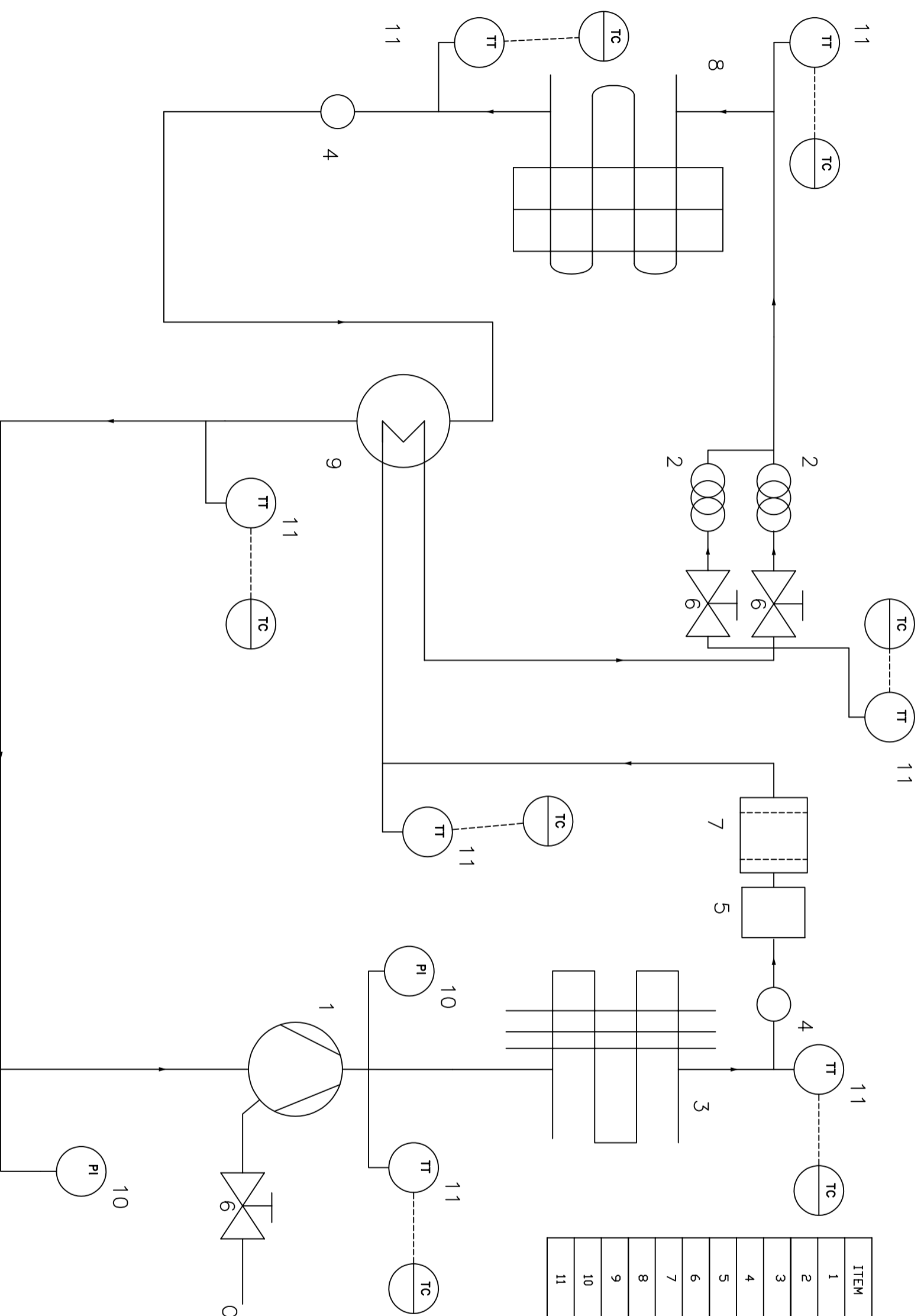
El coste total obtenido es de 1.043 € (iva incluido). Este valor es estimativo y puede ser susceptible de mejora dado que la universidad puede conseguir mejor precio que un usuario final.

Planos



1. PI&D

ITEM	DESCRIPCION
1	Compresor
2	Capilar
3	Condensador
4	Mirilla
5	Depósito de acumulación
6	Válvula de corte
7	Filtro deshidratador
8	Evaporador
9	Intercambiador interno IHX
10	Manómetro
11	Transmisor de temperatura

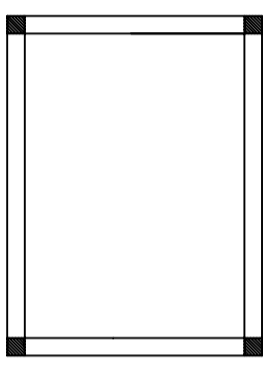


UNIVERSIDAD JAUME I
CASTELLÓN - ESPAÑA

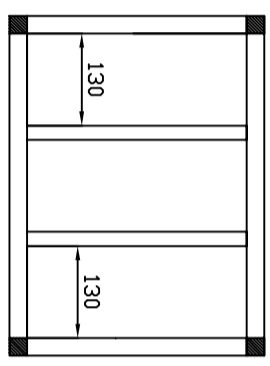
DIBUJADO: 08/2020		D. MENDEZ	
COMPROBADO: 05/08/20		D. MENDEZ	
REVISIONES:			
ESCALA:			
S/E		P&ID ESQUEMA DE INSTALACIÓN	
			PLANO N° 1

2. Plano de estructura

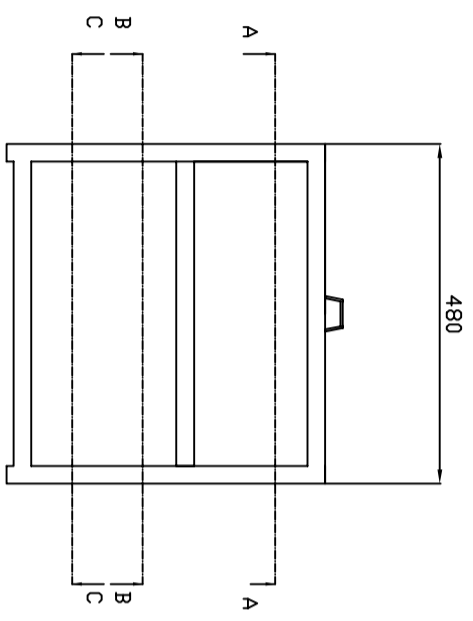
CORTE A-A



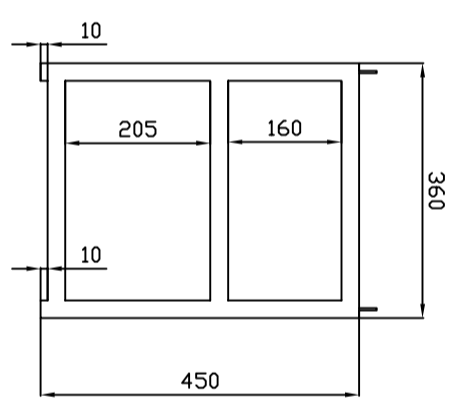
CORTE B-B



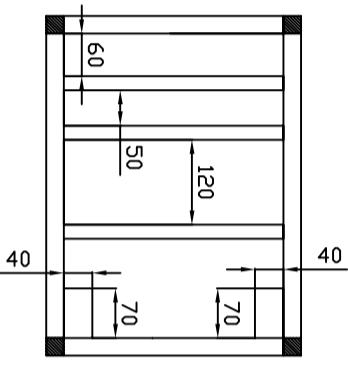
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL



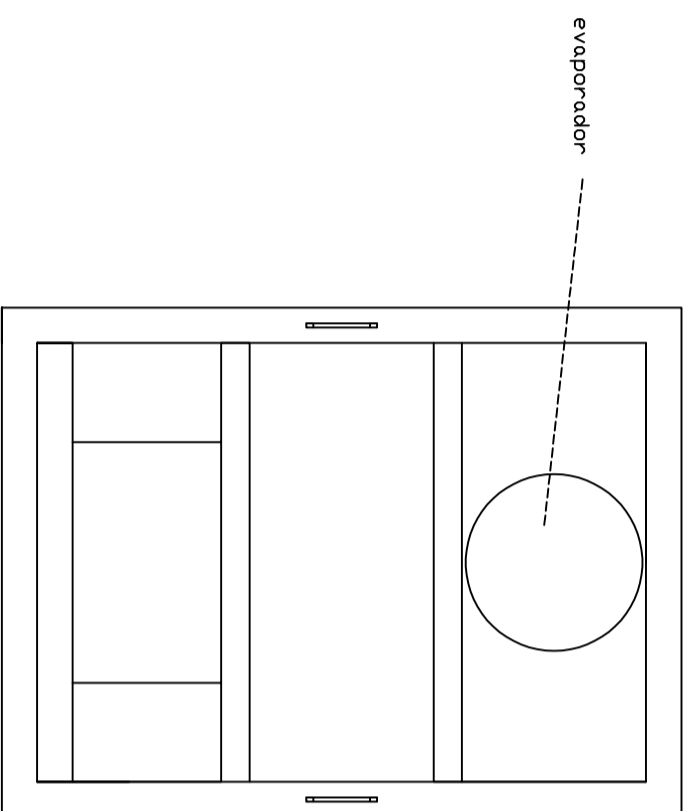
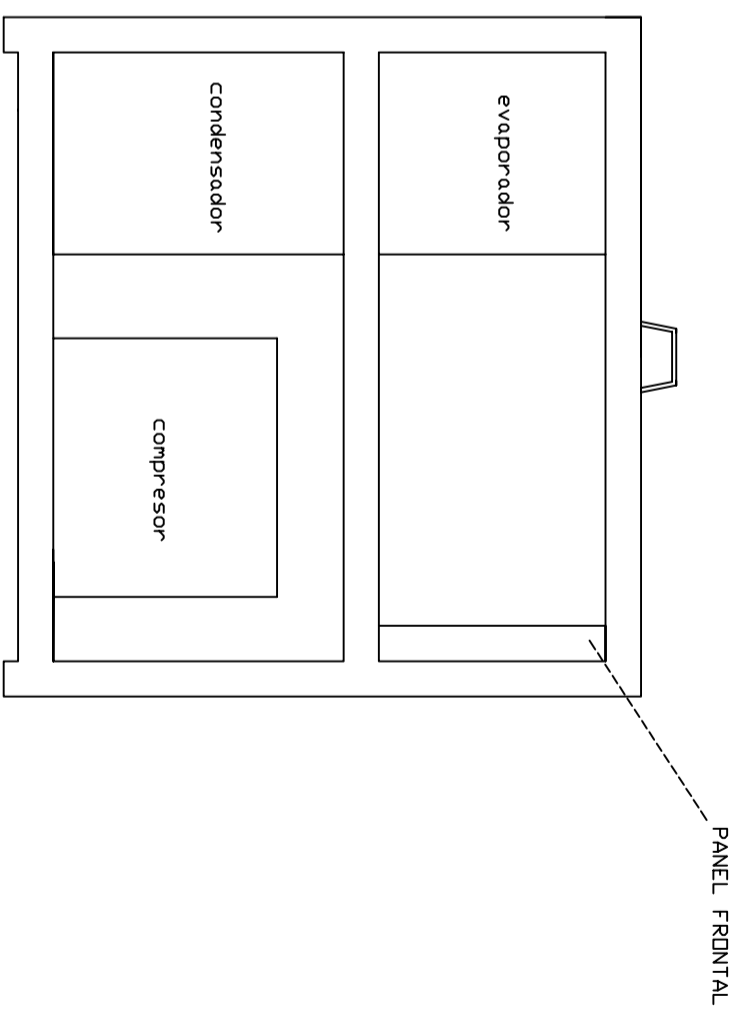
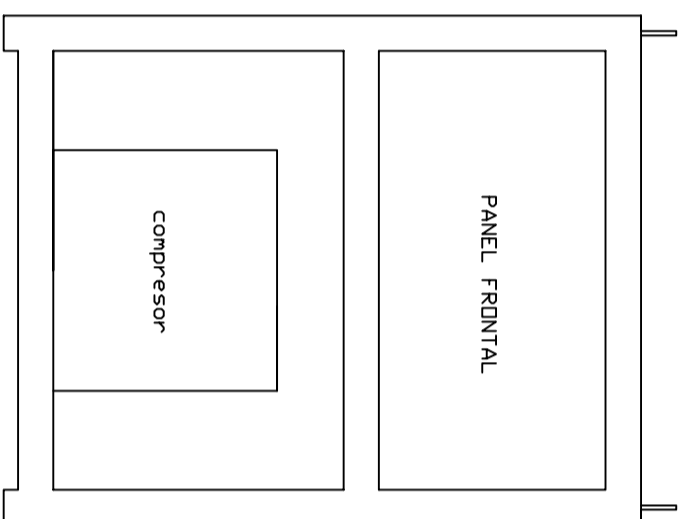
CORTE C-C



ITEM	DESCRIPCIÓN
1	PERFIL METÁLICO EXTERIOR 25X25X3 mm
2	PERFIL METÁLICO INTERIOR 20X10X3
3	MANIJA 50X25X3 mm
4	CHAPA PLANA 2 mm

UNIVERSIDAT JAUME I CASTELLÓN - ESPAÑA			
DIBUJADO:	08/2020	D. MENDEZ	PROYECTO: Diseño de equipo de refrigeración
COMPROBADO:	05/08/20	D. MENDEZ	
REVISIONES:			
ESCALA:	ESTRUCTURA		PLANO N°
S/E			1

3. Esquema de armado




















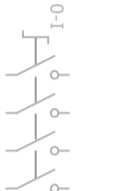

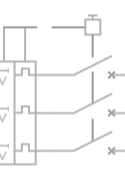

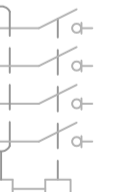
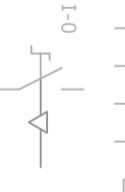
UNIVERSIDAT JAUME I CASTELLÓN – ESPAÑA			
DIBUJADO:	08/2020	D. MENDEZ	PROYECTO: Diseño de equipo de refrigeración
COMPROBADO:	05/08/20	D. MENDEZ	
REVISIONES:			
ESCALA:	Distribución de elementos		PLANO N°
S/E			1

4. Plano eléctrico

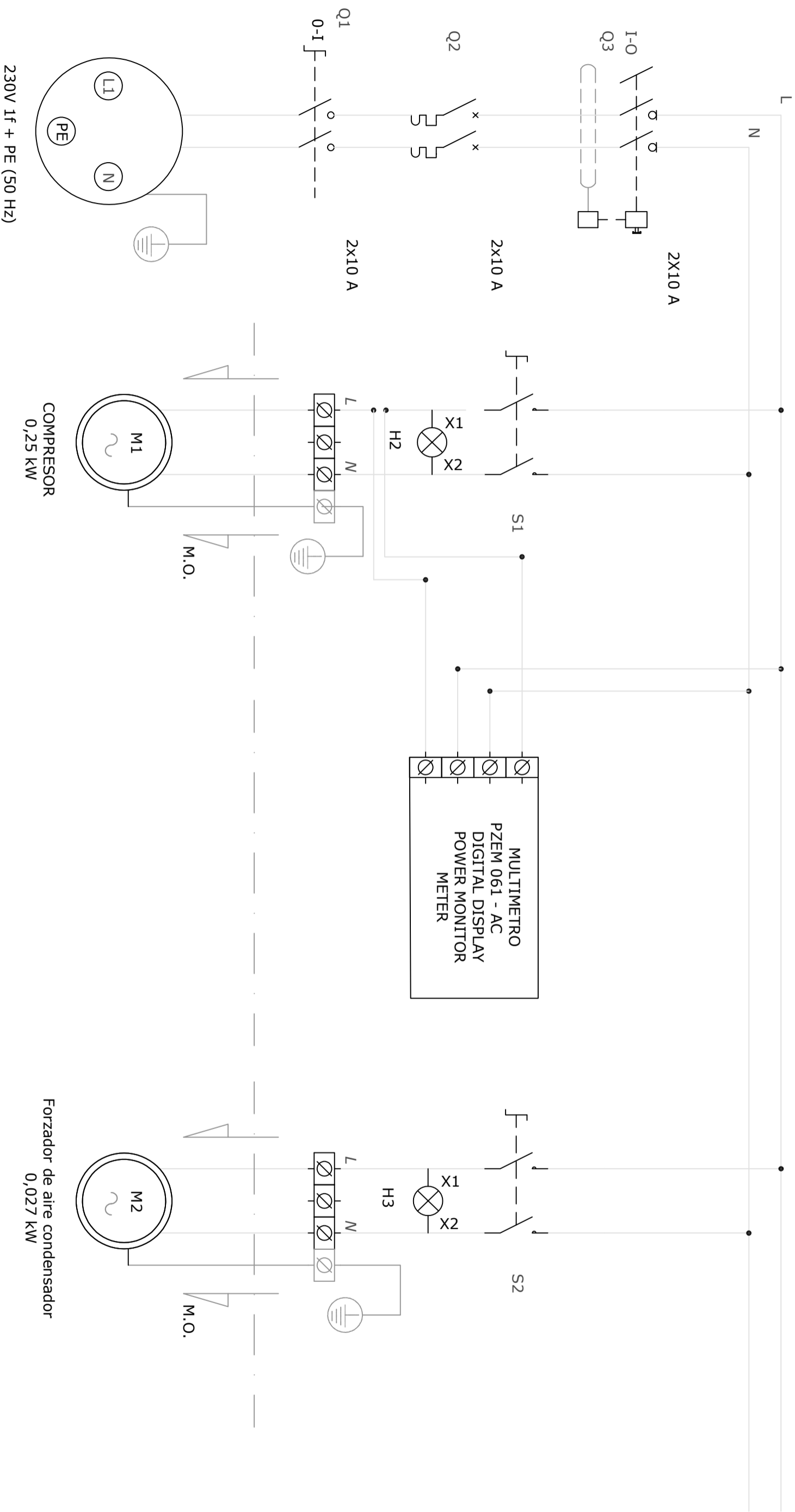
LEYENDA ESQUEMA

- Q1 INTERRUPTOR CORTE GENERAL
- Q2 MAGNETOTÉRMICO GENERAL
- Q3 DIFERENCIAL GENERAL
- S1 SELECTOR COMPRESOR (0-1)
- S2 SELECTOR FORZADOR CONDENSADOR (0-1)
- R RESISTENCIA CALEFACTORA
- PE PULSADOR PARADA DE EMERGENCIA
- H1 PILOTO TENSIÓN
- H2 MARCHA COMPRESOR
- H3 MARCHA FORZADOR CONDENSADOR
- H4 MARCHA RESISTENCIA CALEFACTORA

-  CONTACTO AUXILIAR DE CIERRE
-  CONTACTO AUXILIAR DE APERTURA
-  PULSADOR N/A
-  PULSADOR N/C
-  CONTACTO TEMPORIZADO N/A
-  CONTACTO TEMPORIZADO N/C
-  PULSADOR DE DESENGACHE AUTOMÁTICO
-  BOCINA ALARMA
-  RELÉ CON RETROCESO AUTOMÁTICO
-  RELÉ CON RETRASO DE ATRACCIÓN MAGNÉTICA
-  PILOTO SEÑALIZACIÓN LÁMPARA VERDE
-  PILOTO SEÑALIZACIÓN LÁMPARA ROJA
-  BORNA DE CONEXIÓN EN CUADRO
-  TIERRA
-  MONTAJE EN OBRA

-  AUTOMÁTICO MAGNETOTÉRMICO BIPOLAR
-  AUTOMÁTICO MAGNETOTÉRMICO TETRAPOLAR
-  INTERRUPTOR MANUAL
-  SELECTOR (I-0-II)
-  DISYUNTOR TÉRMICO CON PROTECCIÓN POR MÁXIMA INTENSIDAD
-  CONTACTOR
-  AUTOMÁTICO MAGNETOTÉRMICO CON PROTECCIÓN DIFERENCIAL
-  SELECTOR (I-0)

UNIVERSIDAD JAUME I	DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	TÍTULO CUADRO ELÉCTRICO
	MODIFICADO	02-10-2020	D. MENDEZ	
REFERENCIA PLANO ELÉCTRICO	REF.	TFM		TÍTULO TFM
	REVISIÓN 01			PLANO Nº 1



UNIVERSIDAD

JAUME I

DIBUJADO	FECHA	NOMBRE
	02-10-2020	D. MENDEZ
MODIFICADO		

TITULO
CUADRO ELÉCTRICO

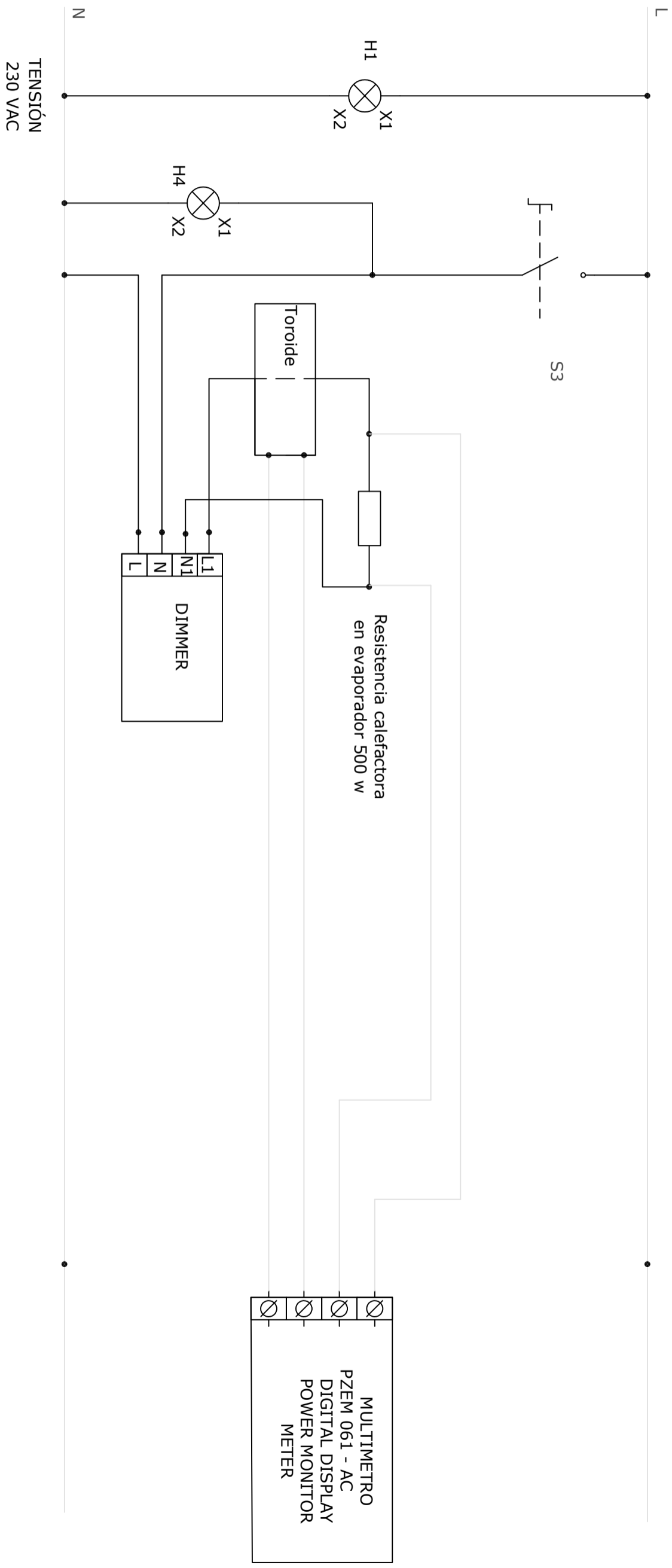
REFERENCIA
PLANO ELÉCTRICO

REF. TFM
REVISIÓN 01

TFM PLANO Nº	HOJA: 2 DE 3
2	

Forzador de aire condensador
0,027 kW

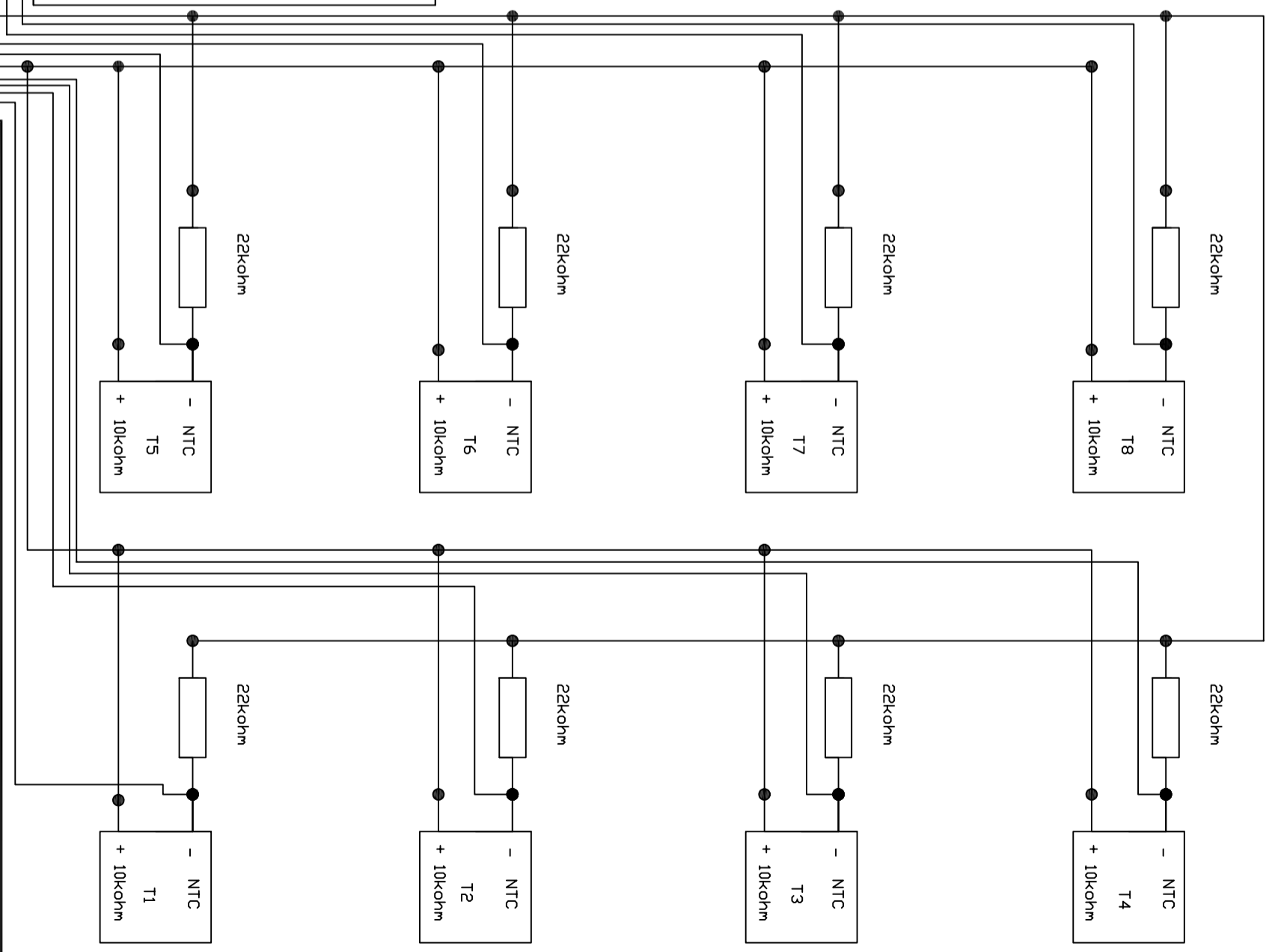
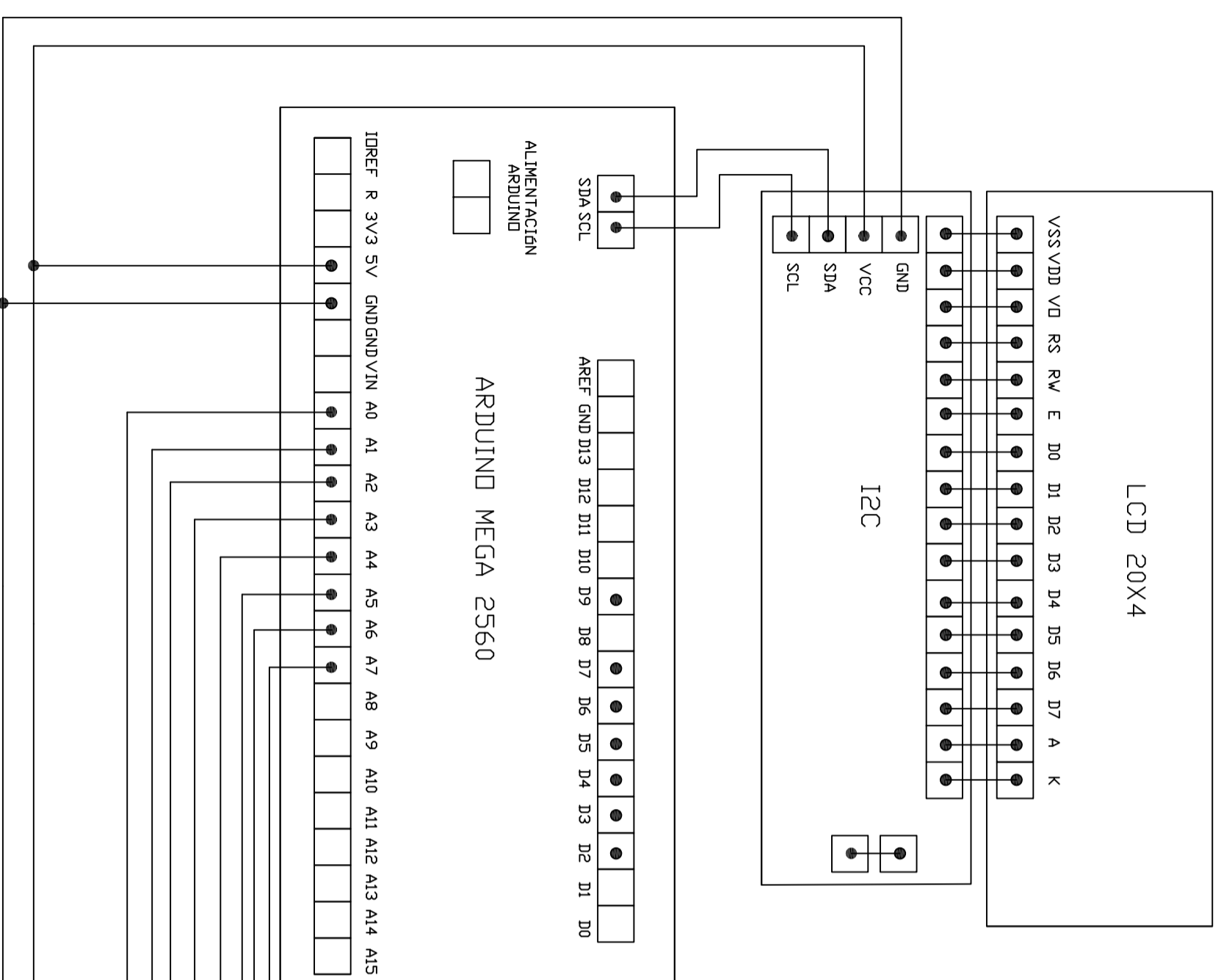
MULTIMETRO
PZEM 061 - AC
DIGITAL DISPLAY
POWER MONITOR
METER



UNIVERSIDAD	DIBUJADO		FECHA	NOMBRE	TITULO	
	JAUME I		02-10-2020	D. MENDEZ	CUADRO ELÉCTRICO	
REFERENCIA	MODIFICADO				PLANO Nº	
PLANO ELÉCTRICO					3	
	REF.		TFM		HOJA: 3 DE 3	
					REVISIÓN 01	

5. Plano conexión placa arduino

- REFERENCIAS:
- T1: ENTRADA CONDENSADOR
 - T2: SALIDA CONDENSADOR
 - T3: ENTRADA CALIENTE IHX
 - T4: SALIDA CALIENTE IHX
 - T5: ENTRADA EVAPORADOR
 - T6: SALIDA EVAPORADOR/ENTRADA IHX
 - T7: SALIDA IHX
 - T8: TEMPERATURA GLICOL



UNIVERSIDAD JAIME I		
CASTELLÓN - ESPAÑA		
DIBUJADO:	08/2020	D. MENDEZ
COMPROBADO:	05/08/20	D. MENDEZ
REVISIONES:		
ESCALA:		
S/E	CONEXIÓN ARDUINO-LCD (20x4)-SENSORES	PLANO N° 1

PROYECTO: Diseño de equipo de refrigeración

Anexo



1. Tablas

Tabla 17. Propiedades del refrigerante R134a.

TABLA A-10														
Propiedades del refrigerante 134a saturado														
Temp., T, °C	Presión de saturación, P, kPa	Densidad, ρ , kg/m ³		Entalpia de vaporización, h_{g} , kJ/kg	Calor específico, c_p , J/kg · K		Conductividad térmica, k , W/m · K		Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β , 1/K	Tensión superficial, N/m
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor		
-40	51.2	1418	2.773	225.9	1254	748.6	0.1101	0.00811	4.878 × 10 ⁻⁴	2.550 × 10 ⁻⁶	5.558	0.235	0.00205	0.01760
-35	66.2	1403	3.524	222.7	1264	764.1	0.1084	0.00862	4.509 × 10 ⁻⁴	3.003 × 10 ⁻⁶	5.257	0.266	0.00209	0.01682
-30	84.4	1389	4.429	219.5	1273	780.2	0.1066	0.00913	4.178 × 10 ⁻⁴	3.504 × 10 ⁻⁶	4.992	0.299	0.00215	0.01604
-25	106.5	1374	5.509	216.3	1283	797.2	0.1047	0.00963	3.882 × 10 ⁻⁴	4.054 × 10 ⁻⁶	4.757	0.335	0.00220	0.01527
-20	132.8	1359	6.787	213.0	1294	814.9	0.1028	0.01013	3.614 × 10 ⁻⁴	4.651 × 10 ⁻⁶	4.548	0.374	0.00227	0.01451
-15	164.0	1343	8.288	209.5	1306	833.5	0.1009	0.01063	3.371 × 10 ⁻⁴	5.295 × 10 ⁻⁶	4.363	0.415	0.00233	0.01376
-10	200.7	1327	10.04	206.0	1318	853.1	0.0989	0.01112	3.150 × 10 ⁻⁴	5.982 × 10 ⁻⁶	4.198	0.459	0.00241	0.01302
-5	243.5	1311	12.07	202.4	1330	873.8	0.0968	0.01161	2.947 × 10 ⁻⁴	6.709 × 10 ⁻⁶	4.051	0.505	0.00249	0.01229
0	293.0	1295	14.42	198.7	1344	895.6	0.0947	0.01210	2.761 × 10 ⁻⁴	7.471 × 10 ⁻⁶	3.919	0.553	0.00258	0.01156
5	349.9	1278	17.12	194.8	1358	918.7	0.0925	0.01259	2.589 × 10 ⁻⁴	8.264 × 10 ⁻⁶	3.802	0.603	0.00269	0.01084
10	414.9	1261	20.22	190.8	1374	943.2	0.0903	0.01308	2.430 × 10 ⁻⁴	9.081 × 10 ⁻⁶	3.697	0.655	0.00280	0.01014
15	488.7	1244	23.75	186.6	1390	969.4	0.0880	0.01357	2.281 × 10 ⁻⁴	9.915 × 10 ⁻⁶	3.604	0.708	0.00293	0.00944
20	572.1	1226	27.77	182.3	1408	997.6	0.0856	0.01406	2.142 × 10 ⁻⁴	1.075 × 10 ⁻⁵	3.521	0.763	0.00307	0.00876
25	665.8	1207	32.34	177.8	1427	1028	0.0833	0.01456	2.012 × 10 ⁻⁴	1.160 × 10 ⁻⁵	3.448	0.819	0.00324	0.00808
30	770.6	1188	37.53	173.1	1448	1061	0.0808	0.01507	1.888 × 10 ⁻⁴	1.244 × 10 ⁻⁵	3.383	0.877	0.00342	0.00742
35	887.5	1168	43.41	168.2	1471	1098	0.0783	0.01558	1.772 × 10 ⁻⁴	1.327 × 10 ⁻⁵	3.328	0.935	0.00364	0.00677
40	1017.1	1147	50.08	163.0	1498	1138	0.0757	0.01610	1.660 × 10 ⁻⁴	1.408 × 10 ⁻⁵	3.285	0.995	0.00390	0.00613
45	1160.5	1125	57.66	157.6	1529	1184	0.0731	0.01664	1.554 × 10 ⁻⁴	1.486 × 10 ⁻⁵	3.253	1.058	0.00420	0.00550
50	1318.6	1102	66.27	151.8	1566	1237	0.0704	0.01720	1.453 × 10 ⁻⁴	1.562 × 10 ⁻⁵	3.231	1.123	0.00456	0.00489
55	1492.3	1078	76.11	145.7	1608	1298	0.0676	0.01777	1.355 × 10 ⁻⁴	1.634 × 10 ⁻⁵	3.223	1.193	0.00500	0.00429
60	1682.8	1053	87.38	139.1	1659	1372	0.0647	0.01838	1.260 × 10 ⁻⁴	1.704 × 10 ⁻⁵	3.229	1.272	0.00554	0.00372
65	1891.0	1026	100.4	132.1	1722	1462	0.0618	0.01902	1.167 × 10 ⁻⁴	1.771 × 10 ⁻⁵	3.255	1.362	0.00624	0.00315
70	2118.2	996.2	115.6	124.4	1801	1577	0.0587	0.01972	1.077 × 10 ⁻⁴	1.839 × 10 ⁻⁵	3.307	1.471	0.00716	0.00261
75	2365.8	964	133.6	115.9	1907	1731	0.0555	0.02048	9.891 × 10 ⁻⁵	1.908 × 10 ⁻⁵	3.400	1.612	0.00843	0.00209
80	2635.2	928.2	155.3	106.4	2056	1948	0.0521	0.02133	9.011 × 10 ⁻⁵	1.982 × 10 ⁻⁵	3.558	1.810	0.01031	0.00160
85	2928.2	887.1	182.3	95.4	2287	2281	0.0484	0.02233	8.124 × 10 ⁻⁵	2.071 × 10 ⁻⁵	3.837	2.116	0.01336	0.00114
90	3246.9	837.7	217.8	82.2	2701	2865	0.0444	0.02357	7.203 × 10 ⁻⁵	2.187 × 10 ⁻⁵	4.385	2.658	0.01911	0.00071
95	3594.1	772.5	269.3	64.9	3675	4144	0.0396	0.02544	6.190 × 10 ⁻⁵	2.370 × 10 ⁻⁵	5.746	3.862	0.03343	0.00033
100	3975.1	651.7	376.3	33.9	7959	8785	0.0322	0.02989	4.765 × 10 ⁻⁵	2.833 × 10 ⁻⁵	11.77	8.326	0.10047	0.00004

Tabla 18. Potencia del IHX en función de la temperatura del condensador.

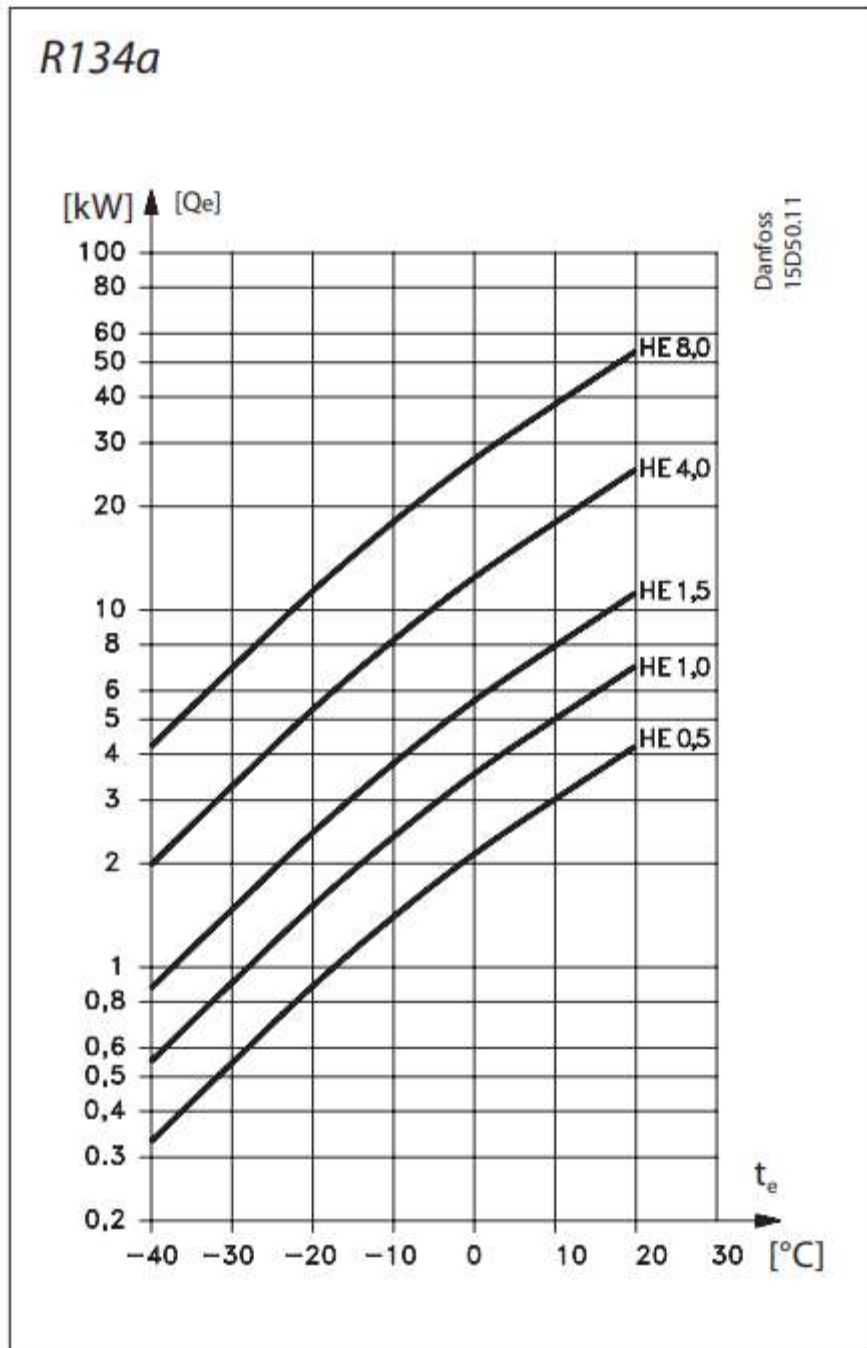


Tabla 19. Potencia del compresor en función de la temperatura del condensador.

Evap °C	Cond. °C	30	40	45	50	55	60	70
-25	Pf (Watt)	161	123					
	Pa (W)	145	143					
	I (A)	1,43	1,41					
	COP (Watt/W)	1,11	0,86					
-20	Pf (Watt)	222	177	155	134			
	Pa (W)	163	165	164	162			
	I (A)	1,47	1,46	1,46	1,45			
	COP (Watt/W)	1,36	1,08	0,95	0,83			
-15	Pf (Watt)	297	243	217	191	167	143	
	Pa (W)	180	186	187	188	187	185	
	I (A)	1,5	1,52	1,52	1,52	1,52	1,51	
	COP (Watt/W)	1,65	1,31	1,16	1,02	0,89	0,77	
-10	Pf (Watt)	388	323	291	260	229	200	146
	Pa (W)	196	206	210	213	215	216	214
	I (A)	1,54	1,57	1,59	1,6	1,6	1,61	1,61
	COP (Watt/W)	1,98	1,57	1,38	1,22	1,07	0,93	0,68
-5	Pf (Watt)	497	419	380	342	304	268	201
	Pa (W)	211	226	232	238	243	246	251
	I (A)	1,58	1,63	1,65	1,67	1,69	1,7	1,72
	COP (Watt/W)	2,35	1,85	1,63	1,44	1,25	1,09	0,8
0	Pf (Watt)	626	532	485	439	394	350	266
	Pa (W)	225	245	254	262	270	277	288
	I (A)	1,62	1,69	1,73	1,75	1,78	1,8	1,84
	COP (Watt/W)	2,78	2,17	1,91	1,67	1,46	1,26	0,92
5	Pf (Watt)	777	665	610	555	500	447	345
	Pa (W)	239	263	275	286	297	307	324
	I (A)	1,67	1,76	1,8	1,84	1,87	1,9	1,96
	COP (Watt/W)	3,26	2,53	2,22	1,94	1,69	1,46	1,06
10	Pf (Watt)	952	821	755	690	625	562	439
	Pa (W)	251	281	295	309	323	336	361
	I (A)	1,71	1,82	1,87	1,92	1,97	2,01	2,08
	COP (Watt/W)	3,8	2,92	2,56	2,23	1,94	1,67	1,22
15	Pf (Watt)	1154	1000	924	847	771	696	551
	Pa (W)	262	298	315	332	349	365	397
	I (A)	1,76	1,89	1,95	2,01	2,06	2,11	2,21
	COP (Watt/W)	4,4	3,36	2,93	2,55	2,21	1,91	1,39

Tabla 20. Longitud del capilar en función de la potencia frigorífica.

Recommendations for the determination of capillary tube size

Table considers condensing temperature $T_c = 45\text{ }^\circ\text{C}$ and heat exchanger in capillary...
Increase length 2% per each K of increase of condensing temperature..

TABLE FOR REFRIGERANT R134a (LBP)															
Q _{cool}	M	Capillary tube length (m) Capillary tube internal diameter (mm) & Evaporating temperature (°C)													
		0,6		0,7		0,8		0,9		1		1,2		1,5	
kcal/h	kg/h	-30	-23,3	-30	-23,3	-30	-23,3	-30	-23,3	-30	-23,3	-30	-23,3	-30	-23,3
75	1,69	2,81	2,96												
80	1,80	2,47	2,60												
85	1,91	2,15	2,31												
90	2,03	1,95	2,06												
95	2,14	1,75	1,85												
100	2,25	1,58	1,67												
105	2,36	1,43	1,52	3,30	3,48										
110	2,48	1,30	1,38	3,00	3,17										
115	2,59	1,19	1,26	2,74	2,90										
120	2,70	1,10	1,16	2,52	2,66										
125	2,82	1,01	1,07	2,32	2,45										
130	2,93			2,14	2,28										
140	3,15			1,85	1,95	3,82	4,04								
150	3,38			1,61	1,70	3,32	3,51								
160	3,60			1,41	1,49	2,91	3,08								
170	3,83			1,25	1,32	2,58	2,72								
180	4,05			1,11	1,17	2,29	2,42								
190	4,28					2,06	2,17	3,90	4,12						
200	4,50					1,85	1,95	3,52	3,71						
210	4,73					1,66	1,77	3,18	3,36						
220	4,95					1,53	1,61	2,90	3,06						
230	5,18					1,39	1,47	2,65	2,79						
240	5,41					1,28	1,35	2,43	2,56	4,29	4,56				
250	5,63						1,24	2,23	2,36	3,94	4,19				
275	6,19							1,84	1,94	3,25	3,45				
300	6,76							1,54	1,63	2,72	2,89				
325	7,32								1,38	2,31	2,45				
350	7,88								1,19	1,98	2,10				
375	8,45								1,03	1,72	1,83				
400	9,01									1,60	4,11	4,34			
425	9,57									1,41	3,63	3,83			
450	10,14									1,26	3,22	3,40			
475	10,70									1,13	2,88	3,04			
500	11,26									1,01	2,59	2,73			
525	11,82										2,34	2,47			
550	12,39										2,13	2,24			
575	12,95										1,94	2,05			
600	13,51										1,78	1,87			
650	14,64											1,59			
700	15,77											1,36	4,38	4,61	
750	16,89											1,18	3,79	4,00	
800	18,02											1,03	3,30	3,49	
850	19,14												2,91	3,07	
900	20,27												2,58	2,72	
950	21,40												2,30	2,42	
1000	22,52												2,06	2,18	

Q_{cool} is the cooling capacity under ASHRAE (LBP) condition corresponding to the indicated mass flow rate M (liquid subcooled down to 32 °C, return gas superheated up to 32 °C).

The relationship between length and diameter is, approximately: $(L / L_0) = (D / D_0)^{5,4}$.

Tabla 21. Intensidad de corriente admisible en función del diámetro – tabla completa.

Cable Flexible para tendidos en cañerías; tipo H07V-K
450 / 750 V
IRAM NM 247-3

Características técnicas

Sección nominal	Diámetro máx. de alambres del conductor	Espesor de aislación nominal	Diámetro exterior aprox.	Masa aprox.	Intensidad de corriente admisible en cañerías (3)		Caída de tensión (4)	Resistencia Eléctrica máxima a 20°C y c.c.
					(1)	(2)		
mm ²	mm	mm	mm	kg/km	A	A	V/A km	ohm/km
0,75	0,21	0,6	2,3	11	9	8	50	26
1,0	0,21	0,6	2,5	15	11,5	10,5	37	19,5
1,5	0,26	0,7	3,0	20	15	13	26	13,3
2,5	0,26	0,8	3,6	31	21	18	15	7,98
4	0,31	0,8	4,1	45	28	25	10	4,95
6	0,31	0,8	4,7	63	36	32	6,5	3,30
10	0,41	1,0	6,0	107	50	44	3,8	1,91
16	0,41	1,0	7,0	167	66	59	2,4	1,21
25	0,41	1,2	9,6	268	88	77	1,54	0,78
35	0,41	1,2	10,8	361	109	96	1,20	0,554
50	0,41	1,4	12,8	511	131	117	0,83	0,386
70	0,51	1,4	14,6	698	167	149	0,61	0,272
95	0,51	1,6	16,8	899	202	180	0,48	0,206
120	0,51	1,6	19,7	1175	234	208	0,39	0,161

Tabla 22. Características de la tubería de cobre para refrigeración.

Dimensiones y características de tubería de cobre tipo ACR

Diámetro exterior	Diámetro exterior	Espesor de pared	Presión máxima permitida		Peso aproximado
			kg/cm ²	lbs/pulg ²	
pulg	mm	mm	kg/cm ²	lbs/pulg ²	kg/m
1/8	3,18	0,76	250	3,554	0,051
3/16	4,76	0,76	154	2,198	0,085
1/4	6,35	0,76	112	1,589	0,119
5/16	7,94	0,81	94	1,334	0,162
3/8	9,53	0,81	77	1,095	0,198
1/2	12,70	0,81	57	807	0,270
5/8	15,90	0,89	49	704	0,374
3/4	19,10	1,07	50	704	0,540
7/8	22,22	1,14	45	642	0,673

Tabla 23. Calor específico de una disolución de propilenglicol.

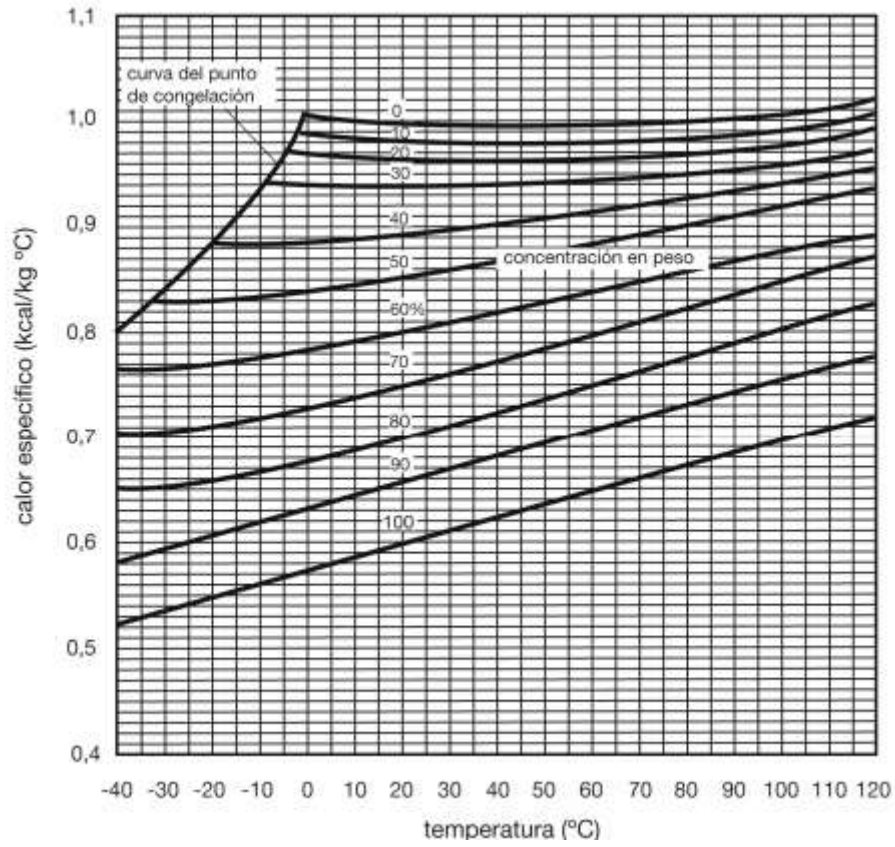


Tabla 24. Número de Prandtl del propilenglicol a diferentes temperaturas.

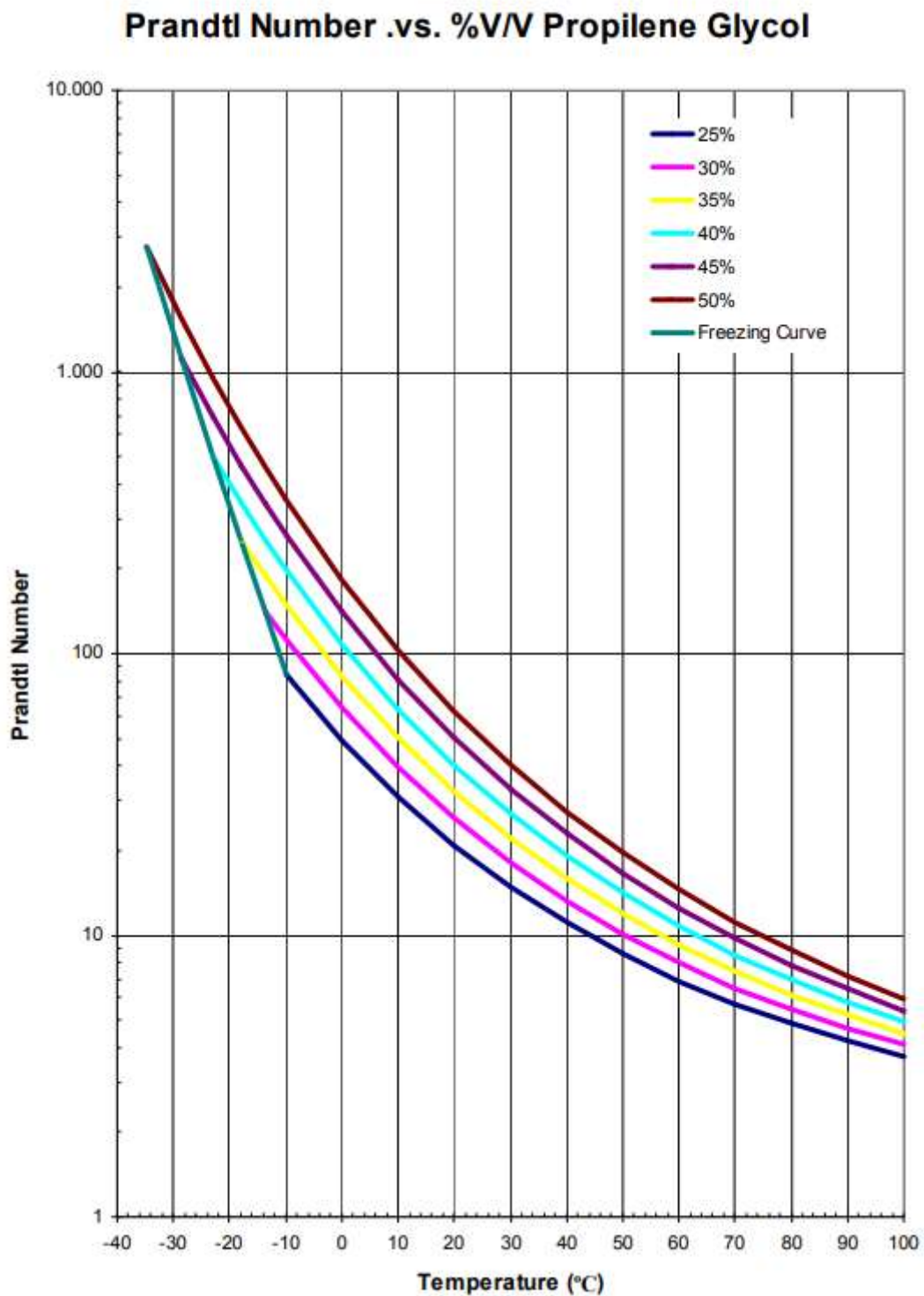


Tabla 25. Conductividad térmica del propilenglicol a diferentes temperaturas.

Thermal Conductivity .vs. %V/V Propylene Glycol

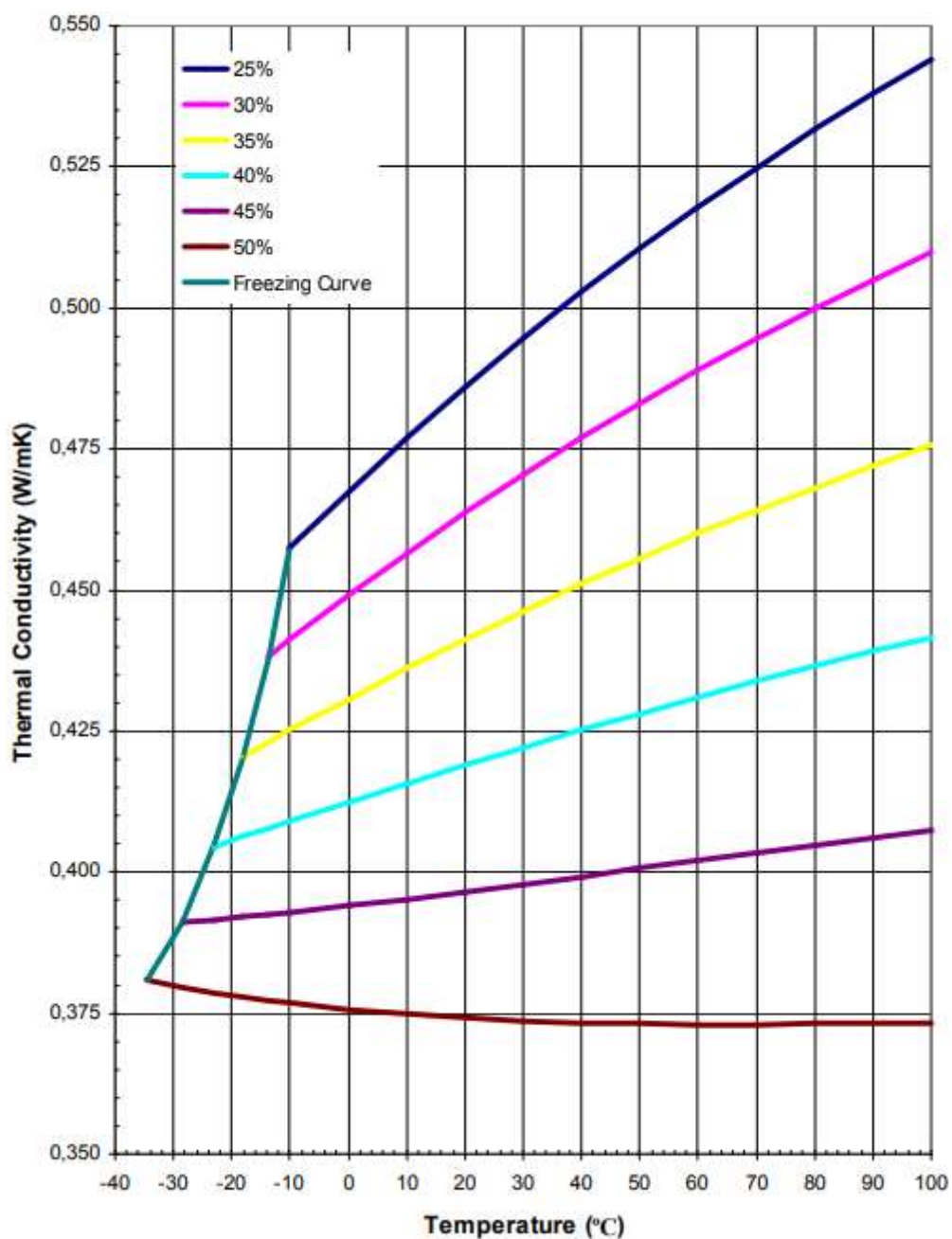


Tabla 26. Conductividad térmica del propilenglicol a diferentes temperaturas.

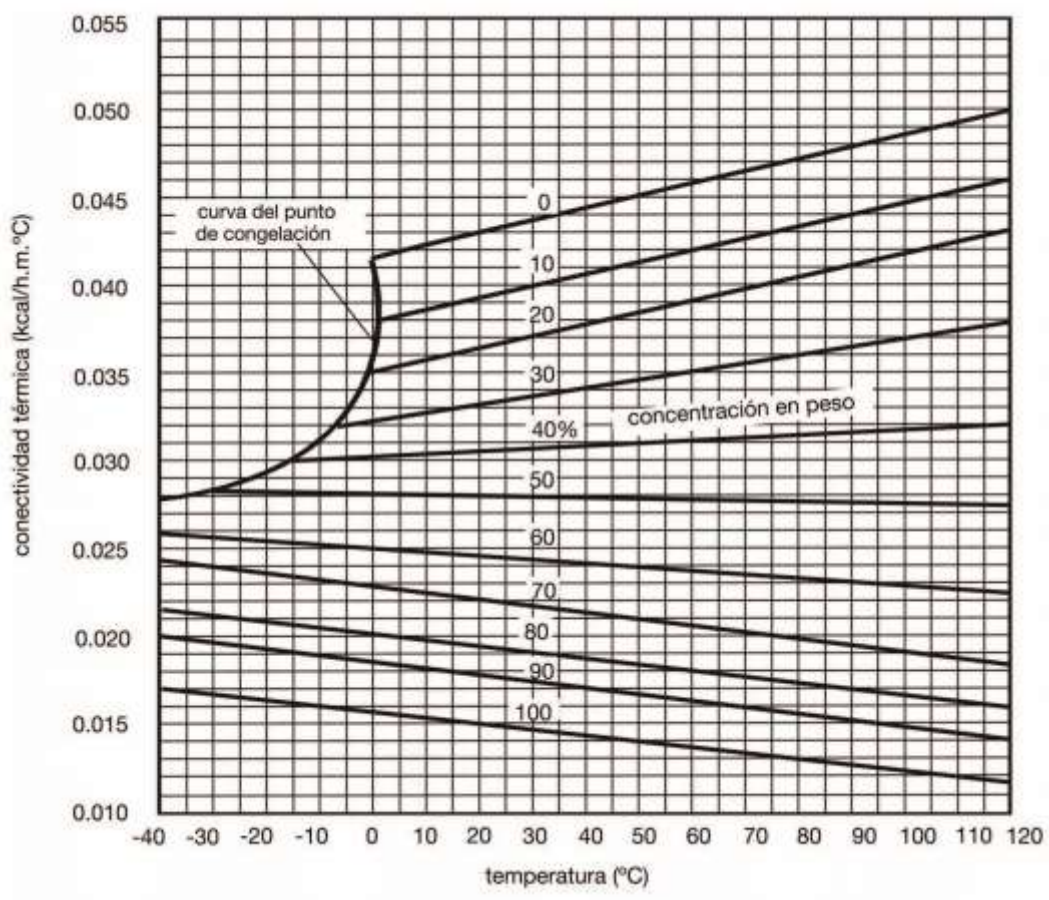


Tabla 27. viscosidad del propilenglicol a diferentes temperaturas.

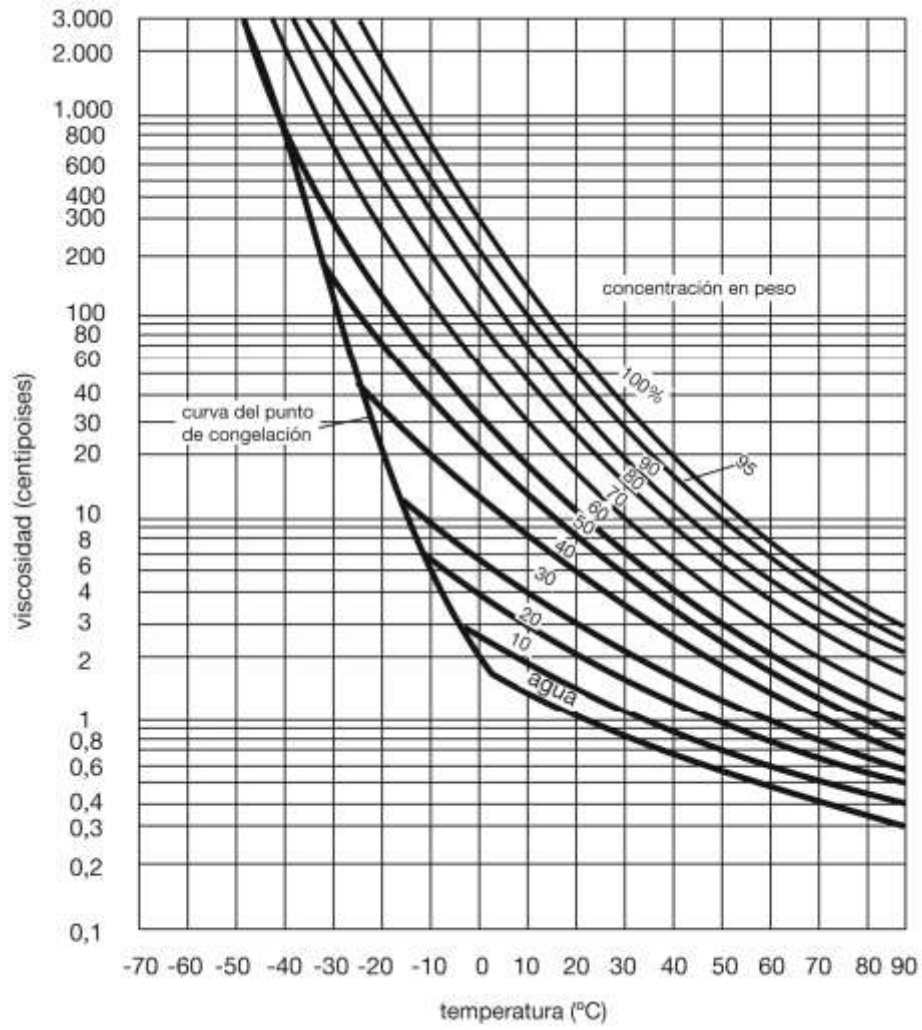
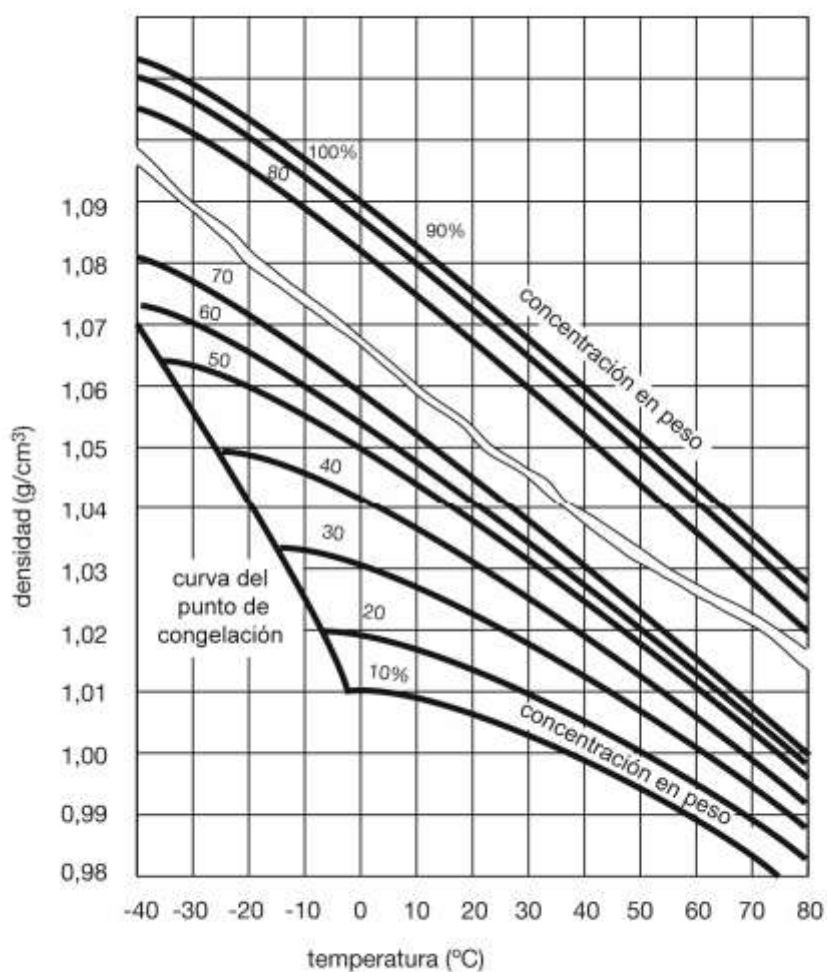


Tabla 28. Densidad del propilenglicol a diferentes temperaturas.



Densidad de una disolución de propilenglicol, en función de la temperatura

Tabla 29. Conductividad térmica de diferentes materiales.

Conductividades Térmicas

Sustancia	k (W/mK)
Aluminio	205.0
Latón	109.0
Cobre	385.0
Plomo	34.7
Mercurio	8.3
Plata	406.0
Acero	50.2
Ladrillo aislante	0.15
Ladrillo rojo	0.6
Hormigón	0.8
Cercho	0.04
Filtro	0.04
Fibra de vidrio	0.04
Vidrio	0.8
Hielo	1.6
Lana mineral	0.04
Espuma de poliestireno	0.01
Madera	0.12 - 0.04
Aire	0.024
Argón	0.016
Helio	0.14
Hidrógeno	0.14
Oxígeno	0.023

Fuentes:
 Serway, Physics for Scientists and Engineers
 Sears, Z & Y. Física Universitaria



Tabla 30. Valor de h del R134a para tubos horizontales lisos.

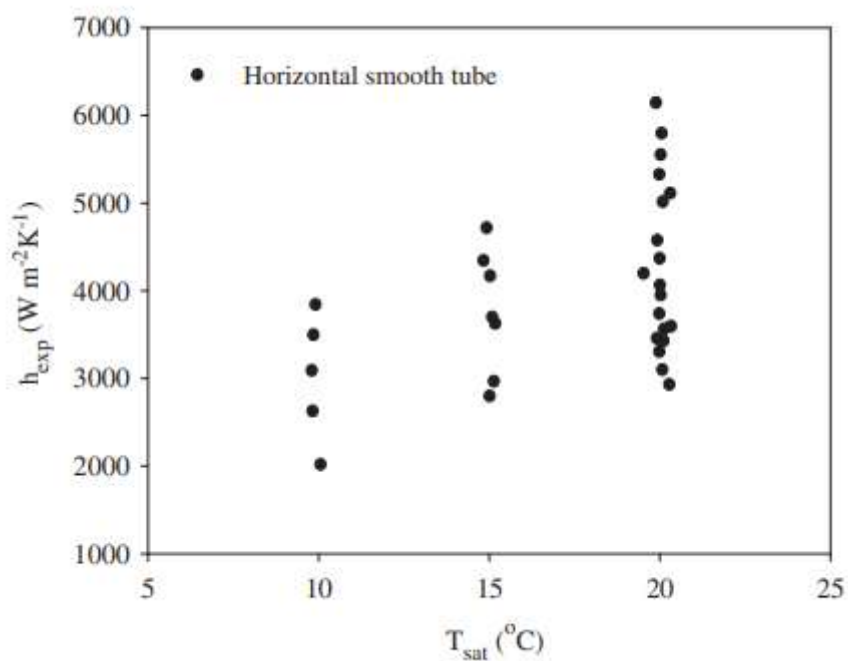


Tabla 31. Tabla de propiedades para el aire.

TABLA A-15							
Propiedades del aire a la presión de 1 atm							
Temp., <i>T</i> , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, ISBN 0-306067020-8.

2. Programa Arduino

Programa arduino para medir 8 temperaturas diferentes con un display 20x4

```
#include <Wire.h>
#include <LCD.h>
#include <LiquidCrystal_I2C.h>

#define I2C_ADDR 0x26

LiquidCrystal_I2C      lcd(I2C_ADDR,2, 1, 0, 4, 5, 6, 7); // DIR, E, RW, RS, D4, D5,
D6, D7

// T1: TEMPERATURA ENTRADA CONDENSADOR
// T2: TEMPERATURA SALIDA CONDENSADOR
// T3: TEMPERATURA ENTRADA CALIENTE IHX
// T4: TEMPERATURA SALIDA CALIENTE IHX
// T5: TEMPERATURA ENTRADA EVAPORADOR
// T6: TEMPERATURA SALIDA EVAPORADOR / ENTRADA IHX
// T7: TEMPERATURA SALIDA IHX
// T8: TEMPERATURA GLICOL

int V0;

float R1 = 22000; // RESISTENCIA FIJA
float logR2, R2, TEMPERATURA_1;

float c1 = 2.108508173e-03, c2 = 0.7979204727e-04, c3 = 6.535076315e-07; //
coeficientes obtenidos para la ecuación de Steihart-Hart - Coeficientes S-H

// coeficientes de la página
http://www.thinksrs.com/downloads/programs/Therm%20Calc/NTCCalibrator/NTCCalculator.htm para termistor 10k
```

```
int V1;  
float logR3, R3, TEMPERATURA_2;
```

```
int V2;  
float logR4, R4, TEMPERATURA_3;
```

```
int V3;  
float logR5, R5, TEMPERATURA_4;
```

```
int V4;  
float logR6, R6, TEMPERATURA_5;
```

```
int V5;  
float logR7, R7, TEMPERATURA_6;
```

```
int V6;  
float logR8, R8, TEMPERATURA_7;
```

```
int V7;  
float logR9, R9, TEMPERATURA_8;
```

```
void setup()  
{  
  lcd.begin (20,4); // Inicializar el display con 20 caracteres 4 lineas  
  lcd.setBacklightPin(3,POSITIVE);  
  lcd.setBacklight(HIGH);  
  lcd.clear();  
  
}  
void loop()
```

```

{

V0 = analogRead(A0);
R2 = R1 * (1023.0 / (float)V0 - 1.0);
logR2 = log(R2);
TEMPERATURA_1 = (1.0 / (c1 + c2*logR2 + c3*logR2*logR2*logR2)); // ecuación
S-H
TEMPERATURA_1 = TEMPERATURA_1 - 273.15; // Kelvin a Centigrados

V1 = analogRead(A1);
R3 = R1 * (1023.0 / (float)V1 - 1.0);
logR3 = log(R3);
TEMPERATURA_2 = (1.0 / (c1 + c2*logR3 + c3*logR3*logR3*logR3)); // ecuación
S-H
TEMPERATURA_2 = TEMPERATURA_2 - 273.15; // Kelvin a Centigrados

V2 = analogRead(A2);
R4 = R1 * (1023.0 / (float)V2 - 1.0);
logR4 = log(R4);
TEMPERATURA_3 = (1.0 / (c1 + c2*logR4 + c3*logR4*logR4*logR4)); // ecuación
S-H
TEMPERATURA_3 = TEMPERATURA_3 - 273.15; // Kelvin a Centigrados

V3 = analogRead(A3);
R5 = R1 * (1023.0 / (float)V3 - 1.0);
logR5 = log(R5);
TEMPERATURA_4 = (1.0 / (c1 + c2*logR5 + c3*logR5*logR5*logR5)); // ecuación
S-H
TEMPERATURA_4 = TEMPERATURA_4 - 273.15; // Kelvin a Centigrados

V4 = analogRead(A4);
R6 = R1 * (1023.0 / (float)V4 - 1.0);

```

```

logR6 = log(R6);
TEMPERATURA_5 = (1.0 / (c1 + c2*logR6 + c3*logR6*logR6*logR6)); // ecuación
S-H
TEMPERATURA_5 = TEMPERATURA_5 - 273.15; // Kelvin a Centigrados

V5 = analogRead(A5);
R7 = R1 * (1023.0 / (float)V5 - 1.0);
logR7 = log(R7);
TEMPERATURA_6 = (1.0 / (c1 + c2*logR7 + c3*logR7*logR7*logR7)); // ecuación
S-H
TEMPERATURA_6 = TEMPERATURA_6 - 273.15; // Kelvin a Centigrados

V6 = analogRead(A6);
R8 = R1 * (1023.0 / (float)V6 - 1.0);
logR8 = log(R8);
TEMPERATURA_7 = (1.0 / (c1 + c2*logR8 + c3*logR8*logR8*logR8)); // ecuación
S-H
TEMPERATURA_7 = TEMPERATURA_7 - 273.15; // Kelvin a Centigrados

V7 = analogRead(A7);
R9 = R1 * (1023.0 / (float)V7 - 1.0);
logR9 = log(R9);
TEMPERATURA_8 = (1.0 / (c1 + c2*logR9 + c3*logR9*logR9*logR9)); // ecuación
S-H
TEMPERATURA_8 = TEMPERATURA_8 - 273.15; // Kelvin a Centigrados

lcd.setCursor(0,0);
lcd.print("T1:");
lcd.setCursor(4,0);
lcd.print (TEMPERATURA_1 ,1);
lcd.setCursor(9,0);

```

```
lcd.print("C");
```

```
lcd.setCursor(0,1);
```

```
lcd.print("T2:");
```

```
lcd.setCursor(4,1);
```

```
lcd.print (TEMPERATURA_2 ,1);
```

```
lcd.setCursor(9,1);
```

```
lcd.print("C");
```

```
lcd.setCursor(0,2);
```

```
lcd.print("T3:");
```

```
lcd.setCursor(4,2);
```

```
lcd.print (TEMPERATURA_3 ,1);
```

```
lcd.setCursor(9,2);
```

```
lcd.print("C");
```

```
lcd.setCursor(0,3);
```

```
lcd.print("T4:");
```

```
lcd.setCursor(4,3);
```

```
lcd.print (TEMPERATURA_4 ,1);
```

```
lcd.setCursor(9,3);
```

```
lcd.print("C");
```

```
lcd.setCursor(11,0);
```

```
lcd.print("T5:");
```

```
lcd.setCursor(14,0);
```

```
lcd.print (TEMPERATURA_5 ,1);
```

```
lcd.setCursor(19,0);
```

```
lcd.print("C");
```

```
lcd.setCursor(11,1);
```

```
lcd.print("T6:");  
lcd.setCursor(14,1);  
lcd.print (TEMPERATURA_6 ,1);  
lcd.setCursor(19,1);  
lcd.print("C");
```

```
lcd.setCursor(11,2);  
lcd.print("T7:");  
lcd.setCursor(14,2);  
lcd.print (TEMPERATURA_7 ,1);  
lcd.setCursor(19,2);  
lcd.print("C");
```

```
lcd.setCursor(11,3);  
lcd.print("T8:");  
lcd.setCursor(14,3);  
lcd.print (TEMPERATURA_8 ,1);  
lcd.setCursor(19,3);  
lcd.print("C");
```

```
delay(1500);
```

```
}
```